

Министерство образования и науки РФ
Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Политехнический
институт
Конструкторско-технологическое обеспечение
машиностроительных производств
кафедра

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
М. П. Головин
(подпись) (инициалы, фамилия)
« » 20 г

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

15.03.05 – Конструкторско-технологическое обеспечение
машиностроительных производств

Разработка конструкции цилиндрического двухступенчатого редуктора и
технологических процессов его сборки и механической обработки корпусной
детали

Руководитель

Зеленкова
подпись, дата

доцент, канд.тех.наук.
должность, ученая степень,

Е.Г. Зеленкова
инициалы, фамилия

Выпускник

Кварацхелия
подпись, дата

Н.Б. Кварацхелия
инициалы, фамилия

Красноярск 2017

Министерство образования и науки РФ
Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Политехнический
институт
Конструкторско-технологическое обеспечение
машиностроительных производств
кафедра

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
М. П. Головин
(подпись) (инициалы, фамилия)
« » 20 г

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

15.03.05 – Конструкторско-технологическое обеспечение
машиностроительных производств

Разработка конструкции цилиндрического двухступенчатого редуктора и
технологических процессов его сборки и механической обработки корпусной
детали

Руководитель

Зеленкова
подпись, дата

доцент, канд.тех.наук.
должность, ученая степень,

Е.Г. Зеленкова
инициалы, фамилия

Выпускник

Кварацхелия
подпись, дата

Н.Б. Кварацхелия
инициалы, фамилия

Красноярск 2017

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ НА ПРОЕКТИРОВАНИЕ	5
1 КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ РЕДУКТОРА.....	6
1.1 Кинематический расчет редуктора	6
1.2 Расчет ременной передачи	12
1.5. Расчет зубчатых цилиндрических передач	14
1.6. Расчет тихоходной ступени редуктора.....	18
1.7. Проектирование валов и компоновка редуктора.....	21
1.8. Конструирование зубчатых колес	23
1.9. Расчет тихоходного вала редуктора и подшипников.....	25
1.10.Конструирование корпусных деталей и крышек.....	28
1.11.Выбор муфты.....	30
1.12.Конструирование рамы привода	31
1.13.Расчет крепления редуктора к раме	32
1.14.Проверка прочности шпоночных соединений.....	35
1.15.Выбор способа смазки и сорта масла.....	36
2 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ СБОРКИ И ИЗГОТОВЛЕНИЯ	
КОРПУСНОЙ ДЕТАЛИ	38
2.1 Анализ служебного назначения и технологичность конструкции	38
2.2 Размерный анализ сборочных размерных цепей	39
2.3 Выбор методов достижения точности.....	41
2.3 Технологическая схема сборки изделия	49
2.4 Выбор технологических баз на общей и узловых сборках.....	51
2.5 Организационная форма сборки.....	52
2.6 Разработка технологического процесса сборки.....	53

					<i>СФУ ПИ БР 15.03.05-00.00.000 ПЗ</i>		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разраб.		<i>Кварацхелия Н.Б.</i>			<i>Разработка конструкции цилиндрического двухступенчатого редуктора и технологических процессов его сборки и механической обработки корпусной детали</i>	Лит.	Лист
Руковод.		<i>Зеленкова Е.Г.</i>					2
Реценз.							107
Н. Контр.						<i>ПИ СФУ гр. ЗМТ12-14Б</i>	
Утверд.		<i>Головин М.П.</i>					

ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛИ..... 61

3.1 Анализ служебного назначения корпуса редуктора..... 61

3.2 Выбор заготовки. Разработка конструкции заготовки..... 62

3.3 Определение типа производства 63

3.4 Проектирование заготовки..... 64

3.5 Выбор технологических баз..... 65

3.6 Технологический маршрут и план изготовления детали..... 70

3.7 Расчёт припусков и межпереходных размеров..... 76

Список использованных источников 85

Приложение А..... 86

Приложение Б 87

Приложение В 91

Приложение Г 95

[illegible]

ВВЕДЕНИЕ

Инженер-конструктор является творцом новой техники, и уровнем его творческой работы в большей степени определяются темпы научно-технического прогресса. Деятельность конструктора принадлежит к числу наиболее сложных проявлений человеческого разума. Решающая роль успеха при создании новой техники определяется тем, что заложено на чертеже конструктора. С развитием науки и техники проблемные вопросы решаются с учетом все возрастающего числа факторов, базирующихся на данных различных наук. При выполнении проекта используются математические модели, базирующиеся на теоретических и экспериментальных исследованиях, относящихся к объемной и контактной прочности, материаловедению, теплотехнике, гидравлике, теории упругости, строительной механике. Широко используются сведения из курсов сопротивления материалов, теоретической механики, машиностроительного черчения и т. д. Все это способствует развитию самостоятельности и творческого подхода к поставленным проблемам.

Одной из целей выполненного проекта является развитие инженерного мышления, в том числе умение использовать предшествующий опыт, моделировать используя аналоги. Для выпускной квалификационной работы предпочтительны объекты, которые не только хорошо распространены и имеют большое практическое значение, но и не подвержены в обозримом будущем моральному старению.

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ НА ПРОЕКТИРОВАНИЕ

Инв.	Подп. и	Инв.	Взам.	Подп. и

СФУ ПИ БР 15.03.05-00.00.000 ПЗ

1 КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ РЕДУКТОРА

1.1 Кинематический расчет редуктора

Расчет мощности электродвигателя проводили с помощью алгоритма, составленного в программе MathCad, результаты расчета представлены ниже:

Входные данные

$\omega_{\text{вых}} := 6.4$ угловая скорость вращения вала на выходе привода, [рад/сек]
 $P_{\text{вых}} := 3700$ мощность вала на выходе привода, [Вт]

Кинематический расчет привода:

$k := 3$ количество передач в приводе

$i := 1..k$
 $i =$

1
2
3

$\eta_1 := 0.97$ коэффициенты полезного действия каждой передачи
 $\eta_2 := 0.97$ $\eta_3 := 0.94$

Рисунок 1 – Кинематический расчет (входные данные)

Далее определяем коэффициент полезного действия (КПД) привода определяем минимально возможную мощность электродвигателя привода, частоту вращения выходного вала привода, передаточное отношение привода. После получаем матрицы вариантов характеристик привода при использовании двигателей разной мощности, частоты вращения, передаточного отношения привода и крутящего момента на выходном валу привода.

$$\eta_{\text{привода}} := \prod_{i=1}^k \eta_i \quad \text{коэффициент полезного действия привода}$$

$$\eta_{\text{привода}} = 0.884$$

----- Выбор двигателя: -----

$$P_{\text{тр}} := \frac{P_{\text{вых}}}{\eta_{\text{привода}}} \quad \text{минимальная, требуемая мощность двигателя привода}$$

$$P_{\text{тр}} = 4.183 \times 10^3 \text{ [Вт]}$$

Мощность двигателя должна быть не меньше минимальной требуемой мощности

$$P_{\text{дв}} := 5500 \quad \text{номинальная мощность двигателя, [Вт]}$$

$$n_{\text{дв}} := 2850 \quad \text{ассинхронная частота вращения двигателя, [об/мин]}$$

$$\omega_{\text{дв}} := \frac{\pi \cdot n_{\text{дв}}}{30} \quad \omega_{\text{дв}} = 298.451 \quad \text{угловая скорость вращения вала двигателя [рад/сек]}$$

$$n_{\text{вых}} := \frac{30 \cdot \omega_{\text{вых}}}{\pi} \quad n_{\text{вых}} = 61.115 \quad \text{частота вращения вала на выходе привода, [об/мин]}$$

$$U_{\text{пр0}} := \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{вых}}} \quad \text{передаточное число привода}$$

$$U_{\text{пр0}} = 46.633$$

$$U_1 := 2.33$$

$$U_2 := 5$$

$$U_3 := 4$$

$$\frac{U_{\text{пр0}}}{U_3} = 11.658$$

$$U_{\text{пр}} := \prod_{i=1}^k U_i$$

$$U_{\text{пр}} = 46.6$$

$$P_0 := P_{\text{тр}} \quad \text{[Вт]}$$

Рисунок 2 – Определение мощности привода и КПД

$$\begin{aligned}\omega_0 &:= \omega_{\text{дв}} & [\text{рад/сек}] \\ T_{\text{вала}_0} &:= \frac{P_0}{\omega_0} & [\text{Н*м}] \\ P_i &:= P_{i-1} \cdot \eta_i \\ \omega_i &:= \frac{\omega_{i-1}}{U_i} & T_{\text{вала}_i} := \frac{P_i}{\omega_i}\end{aligned}$$

$$P = \begin{pmatrix} 4.183 \times 10^3 \\ 4.058 \times 10^3 \\ 3.936 \times 10^3 \\ 3.7 \times 10^3 \end{pmatrix} \quad \omega = \begin{pmatrix} 298.451 \\ 128.091 \\ 25.618 \\ 6.405 \end{pmatrix} \quad T_{\text{вала}} = \begin{pmatrix} 14.017 \\ 31.68 \\ 153.648 \\ 577.716 \end{pmatrix} \quad U = \begin{pmatrix} 0 \\ 2.33 \\ 5 \\ 4 \end{pmatrix}$$

Рисунок 3 – Составление вариантов характеристик привода

КПД привода, равный произведению КПД передач, входящих в кинематическую схему равен:

$$\eta = \eta_{\text{рем}} \cdot \eta_{\text{цил}} \cdot \eta_{\text{цил}} = 0,97 \cdot 0,97 \cdot 0,94 = 0,88, \quad (1)$$

где КПД цилиндрических передач $\eta_{\text{цил}} = 0,97$;

КПД ременной передачи, $\eta_{\text{рем}} = 0,94$; [1, 3]

Требуемая мощность электродвигателя:

$$P_{\text{тр}} = P_{\text{в}} / \eta = 3,7 / 0,88 = 4,2 \text{ кВт}. \quad (2)$$

Определяем входную частоту вращения электродвигателя

$$n_{\Sigma} = n_{\text{вых}} \cdot u_{\text{рем}} \cdot u_{\text{ред}}, \quad (3)$$

где $u_{\text{рем}}$ - передаточное число ременной передачи, которое находится в диапазоне от 2 до 3;

$u_{\text{ред}}$ - передаточное число цилиндрического двухступенчатого редуктора

$$n_{\text{вых}} = \frac{30 \omega_{\text{вых}}}{\pi} = \frac{30 \cdot 6,4}{3,14} = 61,1 \text{ об/мин}. \quad (4)$$

Принимаем для ременной передачи $u_{\text{рем}}=2,5$ и стандартное $u_{\text{ред}}=20$.

Тогда

$$n_{\text{дв}} = n_{\text{вых}} \cdot u_{\text{рем}} \cdot u_{\text{ред}} = 61,1 \cdot 2,5 \cdot 20 = 3055 \text{ об/мин.} \quad (5)$$

Принимаем электродвигатель АИС112ВМ2 с синхронной частотой 3000 об/мин и номинальной 2850 об/мин и мощностью 5,5 кВт (рисунок 1).

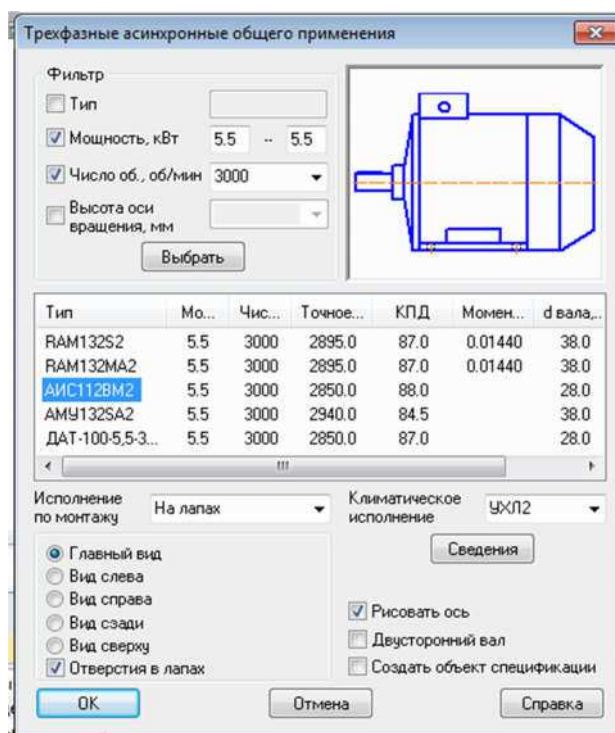


Рисунок 4 – Выбранный электродвигатель

Общее передаточное число привода определяется по зависимости

$$u_{\Sigma} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{вых}}}, \quad (6)$$

где $n_{\text{вых}}$ – частота вращения на выходе, $n_{\text{дв}}$ - номинальная частота вращения двигателя.

$$u_{\Sigma} = \frac{2850}{61,1} = 46,64$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{рем}} = 4,2 \cdot 0,94 = 3,95 \text{ кВт}; \quad (19)$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{\text{цил}} = 3,95 \cdot 0,97 = 3,83 \text{ кВт}; \quad (20)$$

$$P_4 = P_3 \cdot \eta_{\text{цил}} = 3,83 \cdot 0,97 = 3,7 \text{ кВт}. \quad (21)$$

Крутящие моменты на валах

$$T_1 = \frac{P_{\text{тр}}}{\omega_{\text{дв}}} = \frac{4,2 \cdot 10^3}{298,5} = 14 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (22)$$

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{3,95 \cdot 10^3}{128,1} = 31 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (23)$$

$$T_3 = \frac{P_3}{\omega_3} = \frac{3,83 \cdot 10^3}{25,6} = 150 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (24)$$

$$T_4 = \frac{P_4}{\omega_4} = \frac{3,7 \cdot 10^3}{6,4} = 578 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (25)$$

Сведем результаты расчета в таблицу 1.

Таблица 1 – Результаты кинематического расчета

Вал	Р, кВт	n, об/мин	ω , с^{-1}	T, Н · м
1	4,2	2850	298,5	14
2	3,95	1223,2	128,1	31
3	3,83	244,6	25,6	150
4	3,7	61,1	6,4	578

1.2 Расчет ременной передачи

При мощности 4,2 кВт и при скорости $v=5...10$ м/с выбираем ремень типа А. Этот ремень имеет $b_p = 11$ мм; $h = 8$ мм; $A_0 = 81$ мм²; $l = (560 - 4000)$ мм.

2. Принимаем диаметр малого $D_1 = 100$ мм.

1. Скорость ремня

$$v = \frac{\omega_1 D_1}{2} = \frac{298,5 \cdot 100 \cdot 10^{-3}}{2} = 14,9 \text{ м/с.} \quad (26)$$

Выбранный ремень типа А при этой скорости допускается [2].

4. Принимаем коэффициент скольжения $\varepsilon = 0,01$.

Диаметр большого шкива

$$D_2 = iD_1(1 - \varepsilon) = 2,33 \cdot 100(1 - 0,01) = 230,67 \text{ мм.}$$

Диаметр D_2 выбирают из ряда (мм): 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2250, 2500, 2800, 3150, 3350, 4000.

Принимаем $D_2 = 224$ мм.

5. Фактическое передаточное отношение u'

$$u' = \frac{D_2}{D_1(1 - \varepsilon)} = \frac{224}{100(1 - 0,01)} = 2,26, \quad (27)$$

отклонение от заданного менее 4 %.

Ориентировочно принимаем минимальное межосевое расстояние 310 мм, так чтобы редуктор не задевал за электродвигатель.

6. По таблице 8 принимаем $\sigma_0 = 1,47$ МПа и $[k_0] = 1,64$ МПа.

11. Принимаем поправочные коэффициенты

$$C_\alpha = 0,9;$$

$$C_v = 1,05 - 0,0005v^2 = 1,05 - 0,0005 \cdot 14,9^2 = 0,93;$$

$$C_p = 0,9.$$

$$C_\theta = 1.$$

Вычисляем допускаемую удельную окружную силу

$$[k_\Pi] = [k_0] C_\alpha C_v C_p C_\theta = 1,64 * 0,9 * 0,93 * 0,9 * 1 = 1,24 \text{ МПа.} \quad (28)$$

12. Окружная сила

$$F_t = \frac{P_1}{v} = \frac{4,2 * 10^3}{14,9} = 282 \text{ Н.} \quad (29)$$

13. Площадь сечения и число ремней z

$$A = z A_0 = \frac{F_t}{[k_\Pi]} = \frac{282}{1,24} = 228 \text{ мм}^2; \quad (30)$$

$$z = \frac{A}{A_0} = \frac{228}{81} = 2,81, \text{ принимаем } z = 3. \quad (31)$$

14. Сила предварительно натяжения ремней

$$F_0 = A \sigma_0 = z A_0 \sigma_0 = 3 * 81 * 10^{-6} * 1,47 * 10^6 = 357 \text{ Н.}$$

15. Сила давления на вал

$$F_n = 2F_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 * 357 * \sin \frac{161,6}{2} = 705 \text{ Н.} \quad (32)$$

Уточним размеры ременной передачи, рассчитав ее в «КомпасShaft3D».

Инв.	Подп. и	Изн.	Взам.	Подп. и	Подп. и	Инв.	№	СФУ ПИ БР 15.03.05-00.00.000 ПЗ	13

1.5. Расчет зубчатых цилиндрических передач

Выбор материала и определение допускаемых напряжений для зубчатых колес

Твердость материала шестерни должна быть на 20–30 единиц выше твердости колеса $HB_1 = HB_2 + (20 \div 30)$. [2]

Принимаем материал – сталь 40Х.

Шестерня: $D_{\text{заг}} = 120$ мм; $HB_1 = 270$; улучшение.

Колесо: $D_{\text{заг}} > 160$ мм; $HB_2 = 240$; улучшение.

Пределы выносливости по контактным напряжениям вычисляются по формулам

$$\sigma_{HO_1} = 2HB_1 + 70; \quad \sigma_{HO_2} = 2HB_2 + 70. \quad (33)$$

$$\sigma_{HO_1} = 2HB_1 + 70 = 2 \cdot 270 + 70 = 610 \text{ МПа}; \quad (34)$$

$$\sigma_{HO_2} = 2HB_2 + 70 = 2 \cdot 240 + 70 = 550 \text{ МПа}. \quad (35)$$

Вычисляем допускаемые контактные напряжения:

$$[\sigma]_{H_1} = \frac{\sigma_{HO_1} \cdot K_{HL}}{S_H}; \quad [\sigma]_{H_2} = \frac{\sigma_{HO_2} \cdot K_{HL}}{S_H}, \quad (36)$$

где $S_H = 1,1 - 1,2$ – требуемый коэффициент безопасности. При улучшении или нормализации $S_H = 1,2$; K_{HL} – коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима передачи. Для базового числа циклов ($N = 10^7$) $K_{HL} = 1$.

$$[\sigma]_{H_1} = \frac{\sigma_{H0_1} \cdot K_{HL}}{S_H} = \frac{610 \cdot 1}{1,2} = 508 \text{ МПа}; \quad (37)$$

$$[\sigma]_{H_2} = \frac{\sigma_{H0_2} \cdot K_{HL}}{S_{HL}} = \frac{550 \cdot 1}{1,2} = 458 \text{ МПа}. \quad (38)$$

Расчет прямозубых передач ведут по меньшему значению $[\sigma]_H$.

$$[\sigma]_H = 458 \text{ МПа}.$$

Пределы выносливости по изгибным напряжениям вычисляются по формулам

$$\sigma_{F0_1} = 1,8HB_1; \quad \sigma_{F0_2} = 1,8HB_2.$$

$$\sigma_{F0_1} = 1,8HB_1 = 1,8 \cdot 270 = 486 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F0_2} = 1,8HB_2 = 1,8 \cdot 240 = 432 \text{ МПа}.$$

Вычисляем допускаемые изгибные напряжения:

$$[\sigma]_{F_1} = \frac{\sigma_{F0_1} \cdot K_{FL}}{S_F}; \quad [\sigma]_{F_2} = \frac{\sigma_{F0_2} \cdot K_{FL}}{S_F}, \quad (39)$$

где $S_F = 1,8$ для литых колес; $S_F = 2,3$ для поковки; $K_{FL} = 1$ для базового числа циклов.

$$[\sigma]_{F_1} = \frac{\sigma_{F0_1} \cdot K_{FL}}{S_F} = \frac{486 \cdot 1}{2,3} = 211 \text{ МПа}; \quad (40)$$

$$[\sigma]_{F_2} = \frac{\sigma_{F0_2} \cdot K_{FL}}{S_F} = \frac{432 \cdot 1}{2,3} = 188 \text{ МПа}. \quad (41)$$

Расчет быстроходной ступени редуктора

Для закрытых зубчатых передач основным является расчет на контактную прочность. Расчет на изгибную прочность зубьев является проверочным.

Дано: $u_{\phi} = 5$; $P_1 = 3,95 \text{ кВт}$; $\omega_1 = 128,1 \text{ с}^{-1}$; $T_1 = 31 \text{ Нм}$;

1. Коэффициент ширины венца колеса по межосевому расстоянию принимаем $\psi_{ba} = 0,5$

$$\psi_{bd} = \psi_{ba} (u + 1) / 2 = 0,5(5 + 1) / 2 = 1,5. \quad (42)$$

при $\psi_{bd} = 1,6 \Rightarrow K_{F\beta} = 1,26$; $K_{H\beta} = 1,11$.

Определяем межосевое расстояние передачи:

$$a_{\omega} = 4950(i + 1) * \sqrt[3]{\frac{T_1}{\psi_{ba} * i * [\sigma]_{\text{H}}^2}} K_{H\beta} = 4950(5 + 1) * \sqrt[3]{\frac{31}{0,5 * 5 * 458^2}} 1,11 = 0,1197 \text{ мм}$$

Округляем межосевое расстояние, желательно до 1. Принимаем $a_{\omega} = 125$ мм.

Определяем модуль зубьев

$$m = (0,01 \div 0,02) \cdot a_{\omega} = (0,01 \div 0,02) \cdot 125 = 1,25 - 3 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 9563–60 принимаем $m = 2$ мм.

Вычисляем суммарное число зубьев:

$$z_{\Sigma} = \frac{2a_{\omega}}{m} = \frac{2 * 125}{2} = 125; \quad z_{\Sigma} = 125. \quad (43)$$

Число зубьев шестерни и колеса:

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{i+1} = \frac{125}{5+1} = 20,8; \quad z_1 = 21;$$

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 125 - 21 = 104.$$

Вычисляем передаточное число цилиндрической передачи (отклонение от i до 2 %)

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{104}{21} = 4,95, \text{ что допустимо.}$$

Вычисляем основные геометрические размеры передачи

а) диаметры делительных окружностей:

$$d_1 = z_1 m = 21 * 2 = 42 \text{ мм}; \quad d_2 = z_2 m = 104 * 2 = 208 \text{ мм};$$

б) ширина венца колеса:

$$b_2 = \psi_{ba} a'_{\omega} = 0,5 * 125 = 62,5 \text{ мм}; \quad b_2 = 62 \text{ мм},$$

Так как ступень раздвоенная то $b_2 = b_2 / 2 = 31 \text{ мм}$.

шестерни $b_1 = b_2 + (3 \div 5) \text{ мм} = 31 + 5 = 36 \text{ мм}$.

Окружная скорость зубчатых колес:

$$v = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{128,1 * (42 * 10^{-3})}{2} = 2,69 \text{ м/с, принимаем 9-ую степень точности.}$$

Подп. и	
Взам.	
Инв.	
Подп. и	
Инв.	

Вычисляем окружную силу:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 31}{42 \cdot 10^{-3}} = 1476 \text{ Н.} \quad (44)$$

Силы в зацеплении

$$F_{t_1} = F_{t_2} = F_t = 1476 \text{ Н;}$$

$$F_{r_1} = F_{r_2} = F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_\omega = 1476 \operatorname{tg} 20^\circ = 537 \text{ Н.}$$

Приложение Б. Геометрический расчет цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления быстроходной ступени.

1.6. Расчет тихоходной ступени редуктора

Дано: $u_m = 4$; $P_1 = 3,83 \text{ кВт}$; $\omega_1 = 25,6 \text{ с}^{-1}$; $T_1 = 150 \text{ Нм}$;

1. Коэффициент ширины венца колеса по межосевому расстоянию $\psi_{ba} = 0,5$

$$\psi_{bd} = \psi_{ba}(u + 1) / 2 = 0,5(4 + 1) / 2 = 1,25. \quad (45)$$

При симметричном расположении шестерни и $\psi_{bd} = 1,2 \Rightarrow K_{H\beta} = 1,07$.

2. Определяем межосевое расстояние передачи

$$a_\omega = 4950(i + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1}{\psi_{ba} \cdot i \cdot [\sigma]_H^2} K_{H\beta}} = 4950(4 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{150}{0,5 \cdot 4 \cdot 458^2}} 1,11 = 0,182 \text{ м} \quad (46)$$

Округляем межосевое расстояние. Принимаем $a_\omega = 180 \text{ мм}$.

Интв.	Подп. и	Интв.	Взам.	Подп. и

$$b_2 = \psi_{ba} \quad a'_{\omega} = 0,5 * 180 = 90 \text{ мм}; \quad b_2 = 90 \text{ мм},$$

$$\text{шестерни } b_1 = b_2 + (3 \div 5) \text{ мм} = 90 + 5 = 95 \text{ мм}.$$

7. Окружная скорость зубчатых колес

$$v = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{25,6 * (72 * 10^{-3})}{2} = 92 \text{ м/с}, \text{ принимаем 9-ую степень точности.}$$

8. Вычисляем окружную силу

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 * 150}{72 * 10^{-3}} = 4167 \text{ Н.} \quad (49)$$

9. Силы в зацеплении

$$F_{t_1} = F_{t_2} = F_t = 4167 \text{ Н};$$

$$F_{r_1} = F_{r_2} = F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_{\omega} = 4167 * \operatorname{tg} 20^{\circ} = 1516 \text{ Н}.$$

Приложение В. Геометрический расчет цилиндрической передачи внешнего зацепления тихоходной ступени

Инд.	Подп. и	Инд.	Взам.	Подп. и	Инд.	№	СФУ ПИ БР 15.03.05-00.00.000 ПЗ	20

1.7. Проектирование валов и компоновка редуктора

После определения межосевых расстояний и размеров колес, приступают к разработке конструкции редуктора. Первым этапом конструирования является разработка эскизного проекта. При эскизном проектировании определяют расположение деталей передач, расстояния между ними, ориентировочные диаметры ступеней валов, выбирают типы подшипников и схемы их установки.

Диаметры быстроходного вала (рисунок 5)

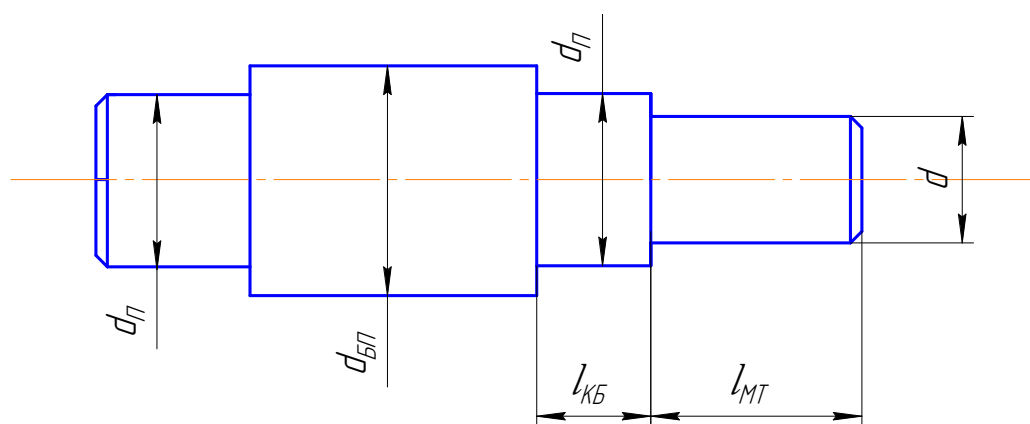


Рисунок 5 – Быстроходный вал

Предварительные значения диаметров (мм) различных участков стального быстроходного вала редуктора определяют по формулам

$$d \geq (7 \div 8) * \sqrt[3]{T_B} = 7 * \sqrt[3]{31} = 22(\text{мм});$$

$$d=22(\text{мм});$$

$$d_{\Pi} \geq d + 2t_{\text{цил}} = 22 + 2 * 3 = 26(\text{мм});$$

$$d_{\Pi} = 30(\text{мм});$$

$$d_{\text{БП}} \geq d_{\Pi} + 3r = 30 + 3 * 2 = 36(\text{мм});$$

$$d_{\text{БП}} = 36(\text{мм});$$

$$l_{\text{КБ}} \geq 1.4 * d_{\Pi} = 1.4 * 30 = 42(\text{мм});$$

$$l_{\text{КБ}} = 42(\text{мм});$$

$$l_{\text{МТ}} \geq 1.5 * d = 1.5 * 22 = 34(\text{мм}).$$

Диаметры промежуточного вала (рисунок 6)

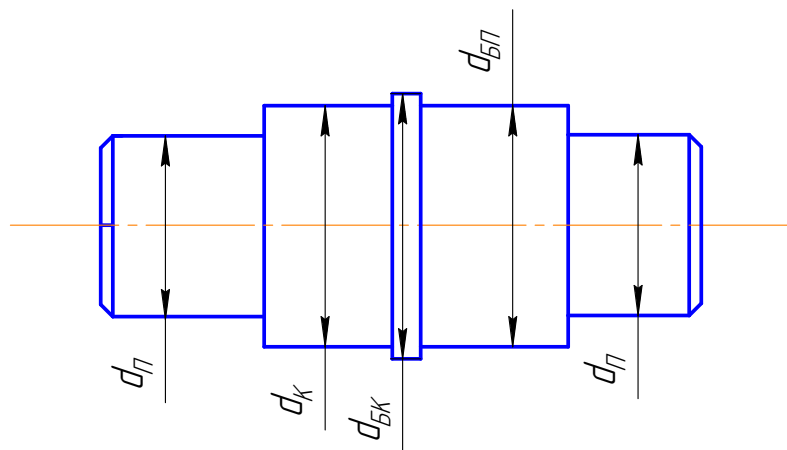


Рисунок 6 – Промежуточный вал

$$d_K \geq (6 \div 7) * \sqrt[3]{T_{\text{ПР}}} = 6 * \sqrt[3]{150} = 37,2(\text{мм}); \quad d_K = 38(\text{мм});$$

$$d_{\text{П}} \geq d_K - 3r = 38 - 3 * 2,5 = 30,5(\text{мм}); \quad d_{\text{П}} = 30(\text{мм});$$

$$d_{\text{БК}} \geq d_K + 3f = 38 + 3 * 1,2 = 42,2(\text{мм}); \quad d_{\text{БК}} = 42(\text{мм});$$

Диаметры тихоходного вала (рисунок 7)

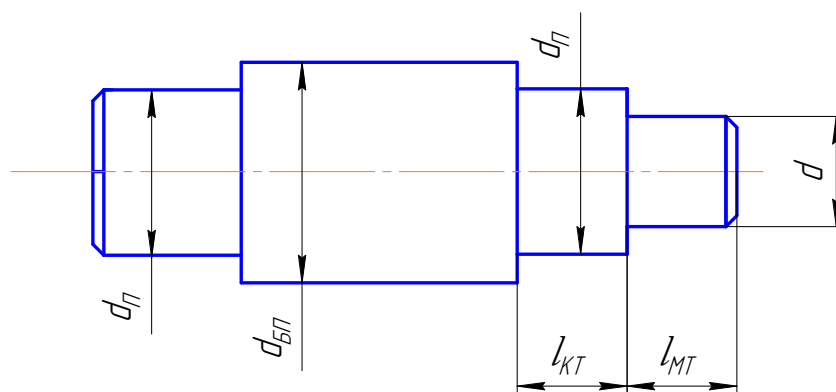


Рисунок 7 – Выходной вал

$$d \geq (5 \div 6) * \sqrt[3]{T_T} = 5 * \sqrt[3]{578} = 41,6(\text{мм}); \quad d = 42(\text{мм});$$

$$d_{\text{П}} \geq d + 2t_{\text{цил}} = 42 + 2 * 3,5 = 49(\text{мм}); \quad d_{\text{П}} = 50(\text{мм});$$

$$d_{\text{БП}} \geq d_{\text{П}} + 3r = 50 + 3 * 3 = 59(\text{мм}); \quad d_{\text{БП}} = 60(\text{мм});$$

$$l_{\text{КТ}} \geq 1,2 * d_{\text{П}} = 1,2 * 60 = 72(\text{мм}); \quad l_{\text{КБ}} = 72(\text{мм});$$

$$\ell_{MT} \geq 1.5 \cdot d = 63(\text{мм}); \quad \ell_{MT} = 64(\text{мм}).$$

Расстояния между деталями передач (рисунок 8)

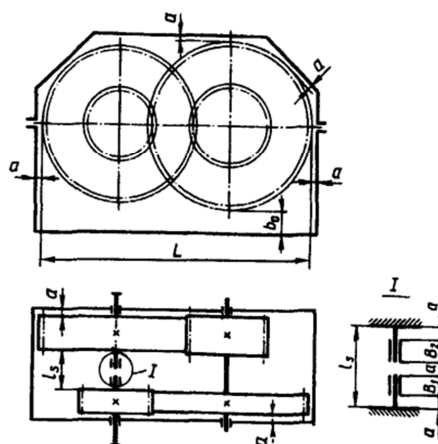


Рисунок 8 –Расстановка размеров между деталями передач

$$a = \sqrt[3]{L} + 3 = \sqrt[3]{481} + 3 \approx 12(\text{мм});$$

$$L = d_{2\text{тиход}} + \frac{d_{2\text{быстр}}}{2} + \frac{d_{1\text{тих}}}{2} + d_{1\text{быстр}} = 481 \text{ мм};$$

$$b_0 \geq 4a = 48(\text{мм});$$

Расстояние между зубчатыми колесами

$$C = (0,3..0,5)a = 0,5 \cdot 12 = 6(\text{мм}).$$

Установим на быстроходном и промежуточном валах подшипники радиальные 206 и на выходном валу радиальные подшипник 210.

1.8.Конструирование зубчатых колес

По результатам разработки эскизного проекта были получены контуры зубчатых колес. Теперь необходимо провести конструктивную обработку их формы.

Форма зубчатого колеса может быть плоской или с выступающей ступицей. Установим, что данные колеса выпускаются более 100шт. в год, следовательно, при их изготовлении будем применять двусторонние штампы.

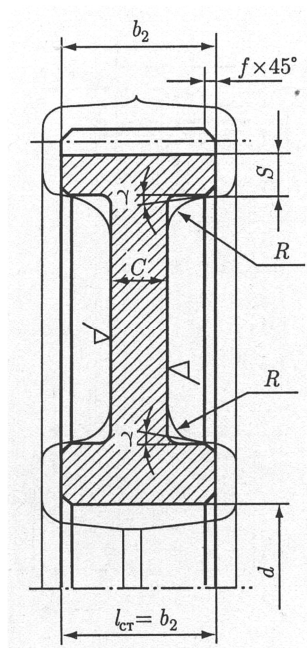


Рисунок 9 –Проектирование зубчатых колес

Рассмотрим конструирование колеса тихоходного вала. Тонкими линиями указана заготовка колеса после штамповки. Для свободной выемки заготовок из штампа применяют назначение штамповочных уклонов $\gamma \geq 7^\circ$ и радиусы закруглений $R \geq 6(\text{мм})$. Диаметр ступицы быстроходного колеса $d_{\text{СТ}} = (1.5 \dots 1.55) \cdot d = 1.5 \cdot 38 = 68(\text{мм})$. Толщина диска:

$$C \approx 0.5 \cdot (S + S_{\text{СТ}}) \geq 0.25 \cdot b_2, \text{ где } S_{\text{СТ}} = 0.5 \cdot (d_{\text{СТ}} - d) = 8(\text{мм});$$

$$S = 2.2 \cdot m + 0.05 \cdot b_2 = 2.2 \cdot 2 + 0.05 \cdot 31 = 6(\text{мм}), \text{ округлим до стандартного } S = 6(\text{мм}).$$

$$C \approx 0.5 \cdot (8 + 6) = 7(\text{мм}), \quad 0.25 \cdot b_2 = 0.25 \cdot 31 = 8(\text{мм}), \quad \text{следовательно принимаем толщину диска равной } 8 \text{ мм}.$$

Острые кромки на краях ступицы притупляют фасками, размеры которых принимаются исходя из рекомендации: для внутреннего диаметра колеса, находящегося в пределах от 40 до 50 мм длину фаски принимаем равной $f = 1.6$ мм.

Аналогичным образом рассчитаем размеры колеса, установленного на тихоходном валу

$$d_{CT} = (1.5 \dots 1.55) \quad d = 1.5 * 60 = 90(\text{мм});$$

$$l_{CT} = 1.5 * d + 10 = 100(\text{мм})$$

$$S = 2.2 * m + 0.05 * b_2 = 2.2 * 3 + 0.05 * 90 = 11,1(\text{мм}) \text{ (округлим до 12 мм);}$$

$$f = 1.2; S_{CT} = 0.5 * (d_{CT} - d) = 15(\text{мм});$$

$$C \approx 0.5 \cdot (S + S_{CT}) \geq 0.25 \cdot b_2; \quad C \approx 0.5 * (12 + 15) = 14(\text{мм});$$

$0.25 * b_2 = 0.25 * 90 = 22,5(\text{мм})$, следовательно выбираем большее из полученных значений и округляем до $C = 24 \text{ мм}$.

1.9. Расчет тихоходного вала редуктора и подшипников

Составим расчетную схему (рисунок 10).

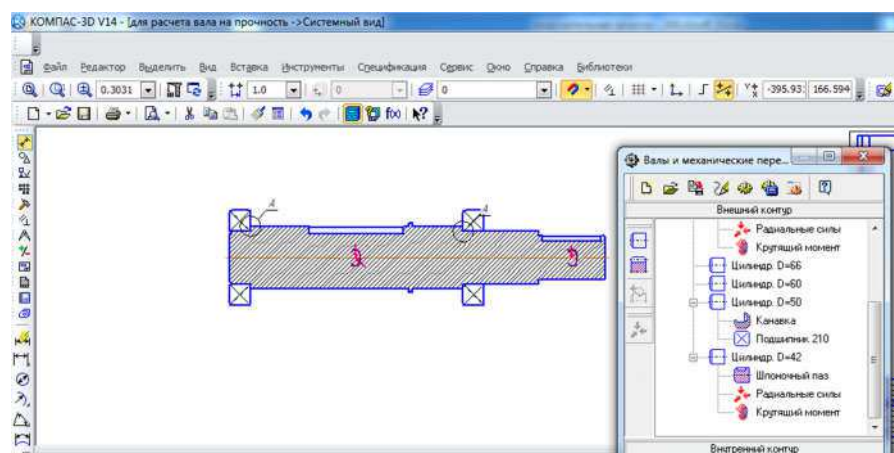
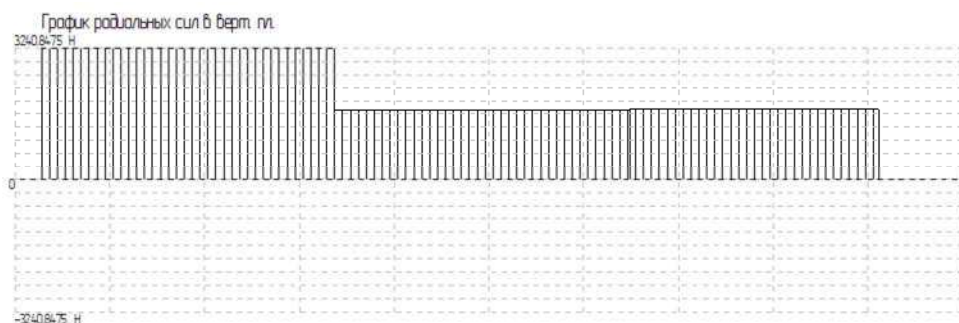


Рисунок 10 – Расчетная схема вала

Результаты расчета представлены на рисунках 11, 12, 13, 14, 15.



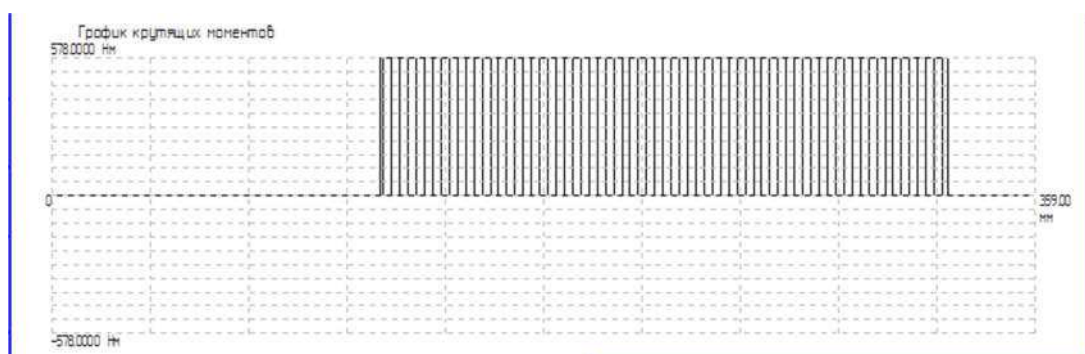
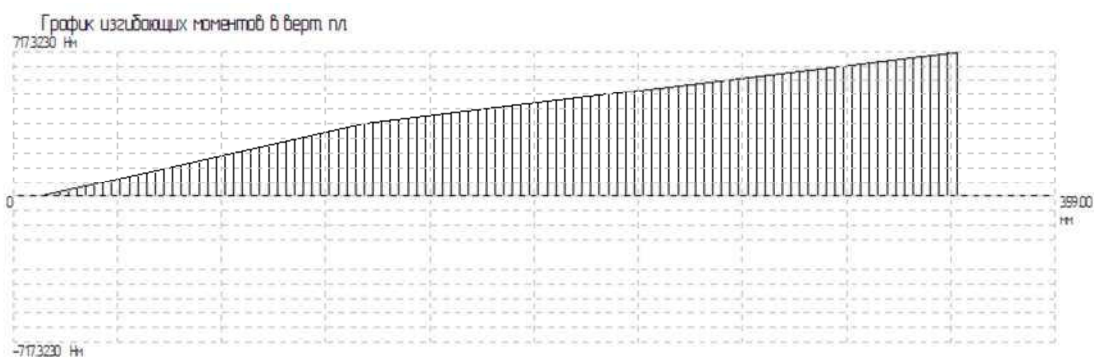
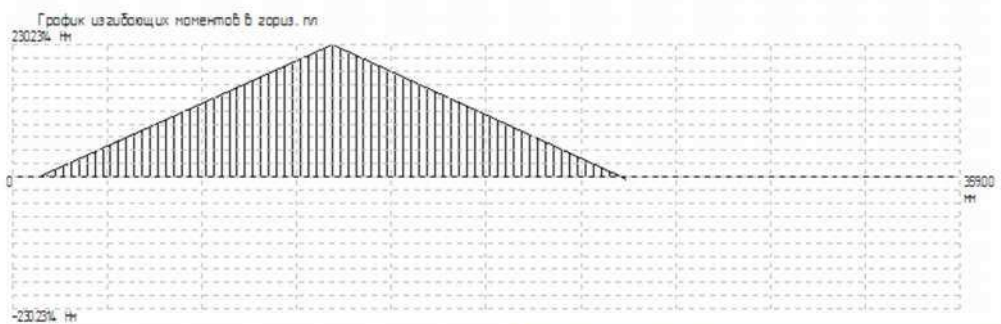
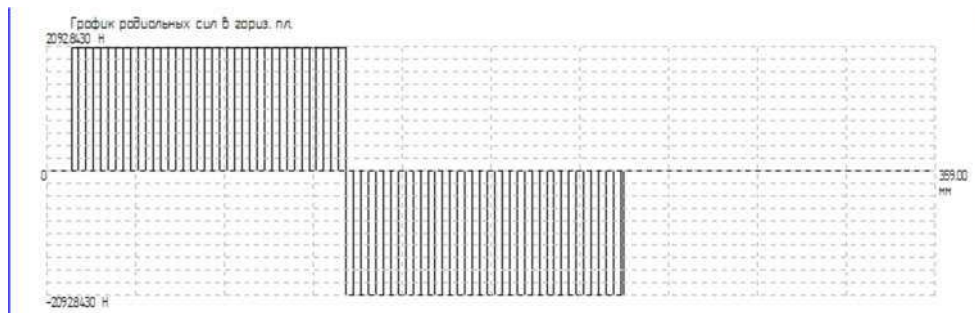


Рисунок 11 – Результаты расчета вала

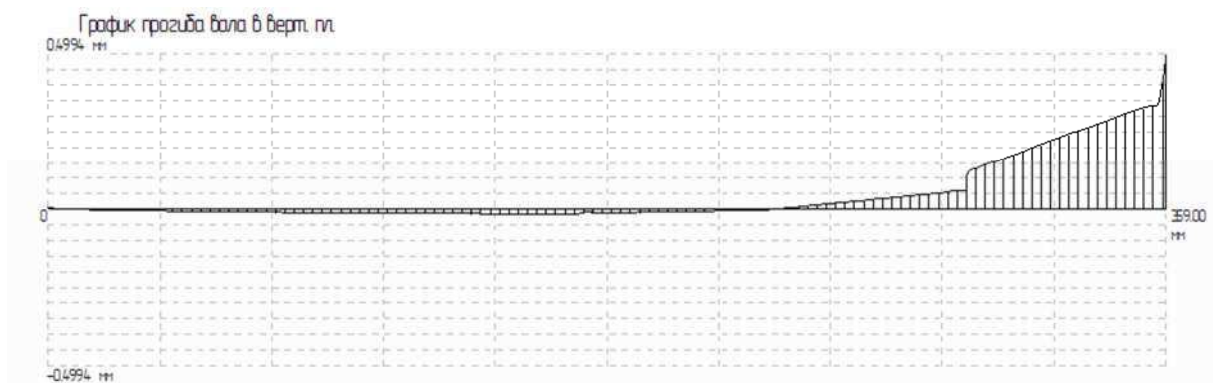


Рисунок 12 – Результаты расчета вала

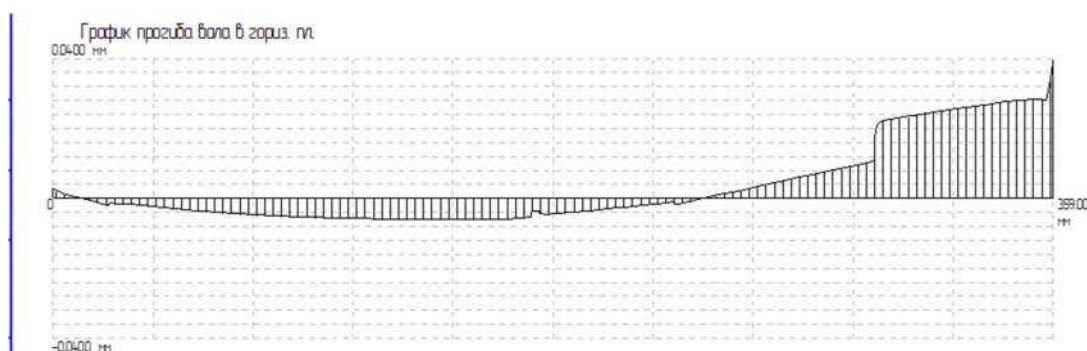


Рисунок 13 – Результаты расчета вала

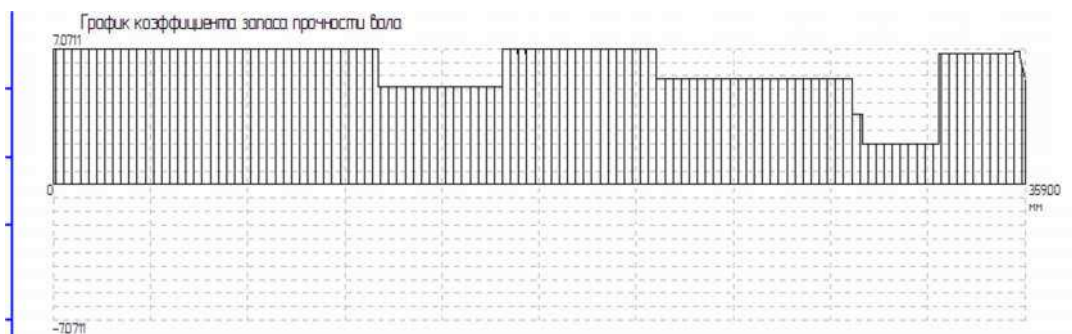


Рисунок 14 – Результаты расчета вала

Условие прочности для вала выполнено, подшипники проходят по ресурсу
Приложение Г

Изн.	Подп. и	Изн.	Взам.	Подп. и

No

Конструктивное оформление опорной части корпуса

Опорную поверхность корпуса следует выполнять в виде нескольких небольших платиков, расположенных в местах установки болтов или шпилек. Такое расположение снижает расход металла и уменьшает время обработки опорной поверхности корпуса, снижает нагрузки на резьбовые соединения.

Диаметр болта крепления редуктора к плите (раме) $d_{\phi} \approx 1.25 * d = 1.25 * 12 = 15$ (округлим до стандартного целого в большую сторону примем равным 16 мм) — где d — диаметр винта крепления крышки и корпуса редуктора. Число винтов принимаем равным четырем. Высота ниши равняется

$$h_0 = 1.5 * (d_{\phi} + \delta) = 1.5 * (16 + 7) = 35(\text{мм}).$$

Оформление прочих конструктивных элементов корпусных деталей

Для подъема и транспортирования крышки корпуса и редуктора в сборе применяют проушины, отливая их заодно с крышкой. В проекте применять будем проушины в виде ребра с отверстием.

Геометрические размеры конструктивного элемента проушины:

диаметр отверстия $d \approx 3\delta_1 = 21(\text{мм})$;

толщина ребра $S \approx (2...3)\delta_1 = 14(\text{мм})$;

радиус сопряжения $R \approx d$.

Крышки люков

Для залива масла в редуктор, контроля правильности зацепления и для внешнего осмотра деталей делают люки. Чтобы удобнее было заливать масло и наблюдать за зубчатыми колесами при сборке и эксплуатации, размеры люков должны быть, возможно, большими. Крышку в данном проекте выбираем прямоугольной формы.

1.11. Выбор муфты

Приближённый расчёт нагрузок, действующий на муфту в приводе

$$T_K = K T_H = 1,2 * 1427 = 1712 \text{ Нм}$$

где $T_H = 1427 \text{ Нм}$ - номинальный длительно действующий момент;

$K = 1,2$ - коэффициент режима работы.

Исходя из этого, ставим на выходном валу редуктора зубчатую муфту (рисунок 16). Муфту выбираем в целях экономии времени из библиотеки ПК «Компас» по диаметру вала.

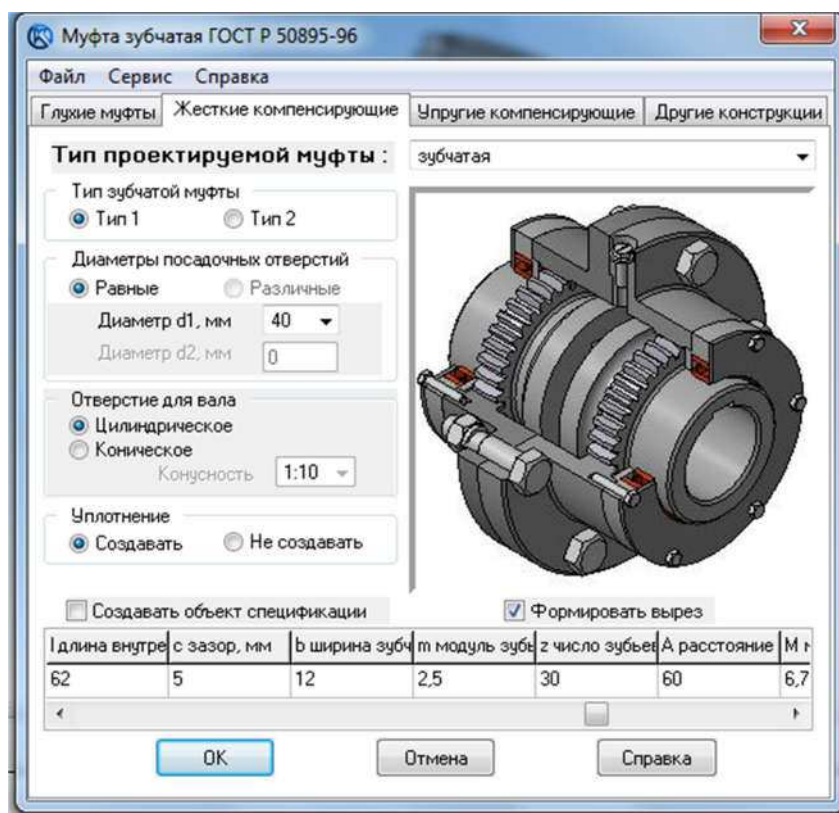


Рисунок 15– Муфта зубчатая

Муфты предназначены для передачи механической энергии – крутящего момента между двумя соединенными валами.

Для сглаживания изменений крутящего момента муфта должна обладать упругими свойствами, позволяющими демпфировать (смягчать) случайные изменения момента.

Соединяемые валы при монтаже механизмов будут иметь погрешности установки, которые можно группировать в виде:

1. Погрешности осевого смещения валов Δ_a ;
2. Погрешности радиального смещения валов Δ_r ;
3. Погрешности углового перекося валов Δ_γ .

Детали зубчатых муфт изготавливают из углеродистых сталей типа 45, 40Х, 45Л коваными или литыми. Для повышения износостойкости зубья полумуфт подвергают термической обработке до твердости не ниже 40HRC, а зубья обойм – не ниже 35HRC.

Проверочный расчет зубчатых муфт после выбора типоразмера проводят из условия смятия зубьев

$$\sigma_{см} = K \cdot \frac{M}{d^2 \cdot b \cdot 0,9} \leq [\sigma_{см}], \quad (51)$$

где М - передаваемый крутящий момент, d–делительный диаметр делительной окружности, b – длина зуба, K=1,2 – коэффициент режима работы при спокойной нагрузке, $[\sigma_{см}] = 12..15$ МПа.

$$\sigma_{см} = 1,2 \cdot \frac{578 \cdot 1000}{75^2 \cdot 12 \cdot 0,9} = 11,4 \leq [\sigma_{см}]$$

1.12. Конструирование рамы привода

Основные предварительные размеры рамы возьмем из компоновки:

длина

$$L_1 = 894 \text{ мм}$$

ширина

$$B_1 \approx 391 \text{ мм}$$

Эти размеры соответствуют расстоянию между опорами электродвигателя и редуктора, увеличенному на 10мм.

ВЫСОТА

$$H_1 = 0,1 L_1 = 0,1 * 894 = 89,4 \text{ мм.}$$

Принимаем высоту рамы для устойчивости привода равной 120 мм.

Для изготовления рамы выбираем швеллер 12П ГОСТ8240-97, тип рамы сварной, применяемой для мелкосерийного производства. Швеллера, как правило, располагают полками наружу.

Для крепления рамы к полу цеха применены фундаментные болты М20 в количестве 6 штук.

1.13. Расчет крепления редуктора к раме

Таблица 10. Размеры опорной поверхности основания редуктора

l_y , мм	l_x , мм	L_y , мм	L_x , мм	a, мм	b, мм
128	234	148	259	50	50

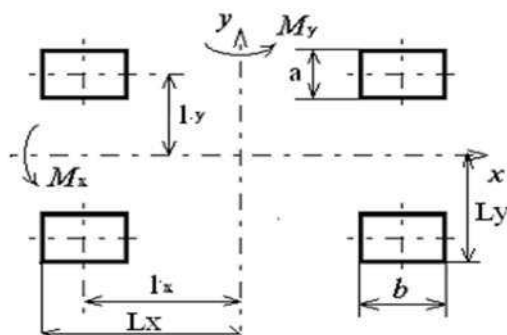


Рисунок 16 – Расположение опорных точек

Нагрузка, действующая на выходной вал от муфты определяется по формуле

$$F_M = 210 \sqrt[3]{M_y} = 210 \sqrt[3]{578} = 1749 \text{ Н.} \quad (52)$$

Определение силы затяжки с учетом нераскрытия стыка

Внешняя нагрузка, действующая на наиболее нагруженный болт, H

$$F_{BH} = \frac{M_x + F_n l_x}{4 l_y} + \frac{M_y + F_r l_y}{4 l_x} \quad (53)$$

$$F_{BH} = \frac{31 + 705 \cdot 0,234}{4 \cdot 0,128} + \frac{578 + 1749 \cdot 0,128}{4 \cdot 0,234} = 1240 \text{ Н}$$

Принимаем $\chi = 0.25$ (коэффициент внешней нагрузки) и $\nu=3$. Усилие затяжки болта, H

$$F_{\text{зат}} = \nu (1 - \chi) F_{BH} \quad (54)$$

$$F_{\text{зат}} = 3 (1 - 0,25) 1240 = 2790 \text{ Н}$$

Площадь опорной поверхности редуктора (стыка), м^2 :

$$A = 4 a b$$

$$A = 4 \cdot 0,05 \cdot 0,05 = 0,01 \text{ м}^2$$

Момент инерции площади опорной поверхности стыка относительно оси y , м^4

$$J_{\text{ст.}y} = 4 \left[\frac{a b^3}{12} + a b (L_x - 0,5 b)^2 \right] \quad (55)$$

$$J_{\text{ст.}y} = 4 \left[\frac{0,05 \cdot 0,05^3}{12} + 0,05 \cdot 0,05 (0,259 - 0,5 \cdot 0,05)^2 \right] = 5,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4$$

Момент инерции площади опорной поверхности стыка относительно оси x , м^4

$$J_{\text{ст.}x} = 4 \left[\frac{b a^3}{12} + b a (L_y - 0,5 a)^2 \right] \quad (56)$$

$$J_{\text{ст.}y} = 4 \left[\frac{0,05 \cdot 0,05^3}{12} + 0,05 \cdot 0,05 (0,148 - 0,5 \cdot 0,05)^2 \right] = 1,53 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4$$

Проверяем условия не раскрытия стыка, МПа

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{F_{\text{зат}} z}{A} - \frac{(1-\chi) M_y L_x}{J_{\text{ст.}y}} - \frac{(1-\chi) M_x L_y}{J_{\text{ст.}x}} < [\sigma_{\text{ст}}] \quad (57)$$

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{2790}{0,01} \cdot \frac{4}{5,5} \cdot \frac{(1 - 0,25) \cdot 578 \cdot 0,259}{10^{-4}} \cdot \frac{(1 - 0,25) \cdot 31 \cdot 0,148}{10^{-4}} =$$

$$= 0,9 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Условие не раскрытия стыка удовлетворяется

$$\sigma_{\text{ст}} < [\sigma_{\text{ст}}], \quad 0,9 \text{ МПа} < 1,5 \text{ МПа}$$

Определение максимальной силы, действующей на болт

Расчетное усилие, действующее на болт, H

$$F_B = K F_{\text{зат}} + \chi F_{\text{ВН}} \quad (58)$$

где K – коэффициент, учитывающий трение между торцами гайки и поверхностью крепления. $K = 1,3$.

$$F_B = 1,3 \cdot 2790 + 0,25 \cdot 1240 = 3937 \text{ Н}$$

Расчет диаметра болтов

Примем $\sigma_T = 180 \text{ МПа}$.

Допускаемое напряжение при расчете на статическую прочность, МПа

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[S]} \quad (59)$$

$$[\sigma] = \frac{180 \cdot 10^6}{5} = 3,6 \cdot 10^7, \text{ МПа}$$

Внутренний диаметр резьбы болта, м

$$d_p = \sqrt{\frac{4 F_B}{[\sigma] \pi}} \quad (60)$$

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot 3937}{3,6 \cdot 10^7 \cdot 3,14}} = 0,012, \text{ м.}$$

Рассчитываем диаметр болта с учетом шага и принимаем из стандартного ряда значений, мм

$$d = d_p \cdot 10^3 + 0,85 \cdot P \quad (61)$$

$$d = 0,012 \cdot 10^3 + 0,85 \cdot 1,5 = 13,27 \text{ mm}$$

Округляем полученные значения в большую сторону, то есть $d=14$ мм.

В данном редукторе стоят болты с $d=16$ мм.

1.14. Проверка прочности шпоночных соединений

Условие прочности на смятие шпонки определяется по зависимости

$$\sigma_{_{CM}} = \frac{2T}{l_p d_k (h - t_2)} \leq [\sigma_{_{CM}}] \quad (63)$$

где $\sigma_{см}$ - напряжение смятия; d - диаметр вала под шпонкой; h - высота шпонки; t_1 - глубина шпоночного паза; l_p - рабочая длина шпонки; $[\sigma_{см}]$ - допускаемое напряжение смятия, $[\sigma_{см}]=120\text{МПа}$. [2]

1 шпонка (на входном валу редуктора)

$$d_k = 22 \text{ mm}; h = 6 \text{ mm}; l_p = 25 \text{ mm}; b = 6 \text{ mm}; t_1 = 3,5 \text{ mm}; t_2 = 2,8 \text{ mm}.$$

$$\sigma_{cm} = \frac{2 * 31 * 1000}{22 * 25(6 - 2,8)} = 35,2 \text{ МПа} \leq [\sigma_{cm}]$$

2 шпонка (на выходном валу редуктора)

$$d_k = 42 \text{ mm}; h = 8 \text{ mm}; b = 12 \text{ mm}; t_1 = 5 \text{ mm}; t_2 = 3,3 \text{ mm}; l_p = 56 \text{ mm}.$$

$$\sigma_{\text{CM}} = \frac{2 * 578 * 1000}{42 * 56(8 - 3,3)} = 105 \leq [\sigma_{\text{CM}}]$$

3 шпонка (на валу электродвигателя)

$$d_k = 28 \text{ mm}; h = 7 \text{ mm}; b = 8 \text{ mm}; t_1 = 4 \text{ mm}; t_2 = 3,3 \text{ mm}; l_p = 52 \text{ mm}.$$

$$\sigma_{\text{CM}} = \frac{2 \cdot 14 \cdot 1000}{28 \cdot 52(7 - 3,3)} = 5,2 \leq [\sigma_{\text{CM}}]$$

Инв.	Подп. и	Инв.	Взам.	Подп. и

$$\sigma_{\text{CM}} = \frac{2 * 150 * 1000}{38 * 22(8 - 3,3)} = 76,4 \leq [\sigma_{\text{CM}}]$$
$$d_k = 60 \text{ mm}; h = 11 \text{ mm}; b = 18 \text{ mm}; t_1 = 7 \text{ mm}; t_2 = 4,4 \text{ mm}; l_p = 90 \text{ mm}.$$

$$\sigma_{cm} = \frac{2 * 578 * 1000}{60 * 90(11 - 4,4)} = 32,4 \leq [\sigma_{cm}]$$

Условие выполняется, следовательно шпонки установлены правильно.

Для уменьшения потерь мощности на трение, снижения интенсивности изнашивания трущихся поверхностей, их охлаждения и очистки от продуктов износа, а также для предохранения от заедания, задиров, коррозии должно быть обеспечено надежное смазывание трущихся поверхностей.

Наиболее часто в редукторах используют картерную систему смазывания, при которой корпус является резервуаром для масла. Масло заливают через верхний люк. При работе передачи масло постепенно загрязняется продуктами износа передачи, оно стареет - свойства его ухудшаются. Поэтому масло периодически меняют. Для слива масла в корпусе выполняют сливное отверстие, закрываемое пробкой.

Перед сверлением сливного отверстия прилив в корпусе фрезеруют, поэтому он должен выступать над необрабатываемой поверхностью на высоту $h_1 = 0.5 \cdot \delta = 5(\text{мм})$, для удобства примем эту величину равной 4мм.

Исходя из полученных ранее данных об окружной скорости, контактными напряжениями и условий работы передачи, назначим марку, а так же определим необходимый уровень масла в корпусе.

$$v = \frac{2\pi \cdot a'_w \cdot n_1}{6 \cdot 10^4 (U \pm 1)} = \frac{2 \cdot 3.14 \cdot 320 \cdot 331}{6 \cdot 10^4 (6,3 + 1)} = 1,5 \text{ (м/с)}. \quad (64)$$

Рекомендуемая кинематическая вязкость масла, $\frac{\text{мм}^2}{\text{с}}$, при заданном интервале окружной скорости и при контактных напряжениях до 600 МПа, для зубчатых передач, принимается равной 34. [2]

Таким образом, опираясь, на полученную информацию о рекомендуемой кинематической вязкости масла, для рассчитываемой зубчатой передачи назначаем марку масла И 40 А.

Вследствие того, что передача работает при небольшой окружной скорости, назначим уровень масла, при котором колесо тихоходной передачи будет погружено на глубину от 10 мм до $\frac{1}{4}$ от общего диаметра колеса в масло, для обеспечения хорошего разбрызгивания масла.

Рекомендуемый объем масла в редукторе

$$V = (0,4 \dots 0,8) P_{\text{дв}} = 2,2 \dots 4,4 \text{ л} \quad (65)$$

Принимаем объем масла $V = 4 \text{ л}$.

Смазывание подшипников производится тем же маслом, что и заливается в корпус редуктора.

В качестве уплотнения, на валах, выходящих из корпуса, устанавливаются уплотнительные манжеты, предотвращающие вытекание масла из редуктора.

Подп. и					Инв.	Подп. и	Инв.	№	СФУ ПИ БР 15.03.05-00.00.000 ПЗ	37
Взам.					Инв.	Подп. и	Инв.	№	СФУ ПИ БР 15.03.05-00.00.000 ПЗ	37
Подп. и					Инв.	Подп. и	Инв.	№	СФУ ПИ БР 15.03.05-00.00.000 ПЗ	37
Инв.					Инв.	Подп. и	Инв.	№	СФУ ПИ БР 15.03.05-00.00.000 ПЗ	37

2 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ СБОРКИ И ИЗГОТОВЛЕНИЯ КОРПУСНОЙ ДЕТАЛИ

2.1 Анализ служебного назначения и технологичность конструкции

Двухступенчатый горизонтальный цилиндрический редуктор предназначен для понижения частоты вращательного движения и для увеличения крутящего момента.

Механизм состоит из следующих основных деталей: корпус, вал ведущий, вал промежуточный, вал ведомый, колесо зубчатое, шестерня, колесо зубчатое, крышки корпуса, крышек под подшипники.

Изделие в целом имеет простую компоновку и простое конструктивное решение, не вызывающее затруднение при сборке. Конструкция изделия допускает возможность его сборки из предварительно собранных узлов. Унификация отдельных деталей обуславливает повышение серийности выпуска, а следовательно снижение трудоемкости и себестоимости их изготовления.

Базовая деталь изделия имеет технологическую базу, обеспечивающую его достаточную устойчивость в процессе сборки. Унификация крепежных и других деталей способствует сокращению номенклатуры сборочных инструментов и более эффективному использованию средств механизации сборочных работ. При конструировании изделия обеспечивается возможность свободного подвода высокопроизводительных механизированных сборочных инструментов к местам соединения деталей.

На основании вышесказанного конструкцию изделия можно считать технологичной.

2.2 Размерный анализ сборочных размерных цепей

С целью перехода от показателей служебного назначения к показателям размерной точности узла выявляем технические условия на изготовление.

Для зубчатой передачи.

Степень точности для шестерни и зубчатого колеса - 8-С (ГОСТ 1758-81).

Основные требования к кинематическим передачам (не зависящим от скорости и силовых данных) можно выбирать по нормам точности. Допуски определяются в зависимости от степени точности колёс.

Допуски на накопленную погрешность шага F_p по зубчатому колесу с диаметром делительной окружности 54 мм составляет 67 мкм [3].

Допуски на радиальное биение зубчатого венца F_r колеса диаметром делительной окружности 54 мм составляет 53 мкм [3].

Каждой степени точности зубчатых колёс и передач соответствуют нормы кинематической точности, нормы плавности работ и нормы контакта зубчатых колёс. Норма плавности - 7 степень точности. Вид сопряжения зубчатых колёс в передаче выбираем исходя из зависимости [3], что соответствует С виду сопряжения. Нормы контакта зубьев в передаче, характеризуемые относительными размерами суммарного пятна контакта по длине и высоте зуба в процентном выражении составляет 50% от длины зуба, 55% от средней глубины захода [3]. Предельные отклонения относительных размеров пятна контакта по длине и высоте зуба в процентном выражении составляет 15 %.

Обозначим зубчатую передачу, имеющую 8-ю степень по кинематической точности, 7-ю по нормам плавности, 6-ю по нормам контактов зубьев и виду сопряжения С: 8-7-6-С (ГОСТ 1758-81).

Для подшипниковых узлов определяем наименьшую и наибольшую величину осевого зазора, необходимого для создания благоприятных условий работы опор и компенсации температурного удлинения валов. Назначаем посадки исходя из рекомендаций [2]. Для внутреннего кольца подшипника 40 L0/k6; для наружного кольца подшипника 80 H7/10.

СФУ ПИ БР 15.03.05-00.00.000 ПЗ

39

Инв.	Подп. и	Инв.	Взам.	Подп. и

Инв.	Подп. и	Инв.	Взам.	Подп. и

Инв.	Подп. и	Инв.	Взам.	Подп. и

Инв.	Подп. и	Инв.	Взам.	Подп. и

Инв.	Подп. и	Инв.	Взам.	Подп. и

Инв.	Подп. и	Инв.	Взам.	Подп. и

Инв.	Подп. и	Инв.	Взам.	Подп. и

Инв.	Подп. и	Инв.	Взам.	Подп. и

Инв.	Подп. и	Инв.	Взам.	Подп. и

Инв.	Подп. и	Инв.	Взам.	Подп. и

2.3 Выбор методов достижения точности

В цилиндрической передаче необходимо рассчитать размерные цепи [5]: Б; β и А; α . Согласно требованиям точности цилиндрических зубчатых передач установлены ГОСТ 1643-72.

1. Точность расстояния между осями вращения колес по двум координатным осям (цепь А и Б).

2. На параллельность осей вращения колес в двух плоскостях (цепь α , β).

На рисунке 1.1 изображен цилиндрический редуктор. Необходимо рассчитать две цепи: Б; β и А; α .

Схема размерной цепи быстроходной ступени приведена на рисунке 17

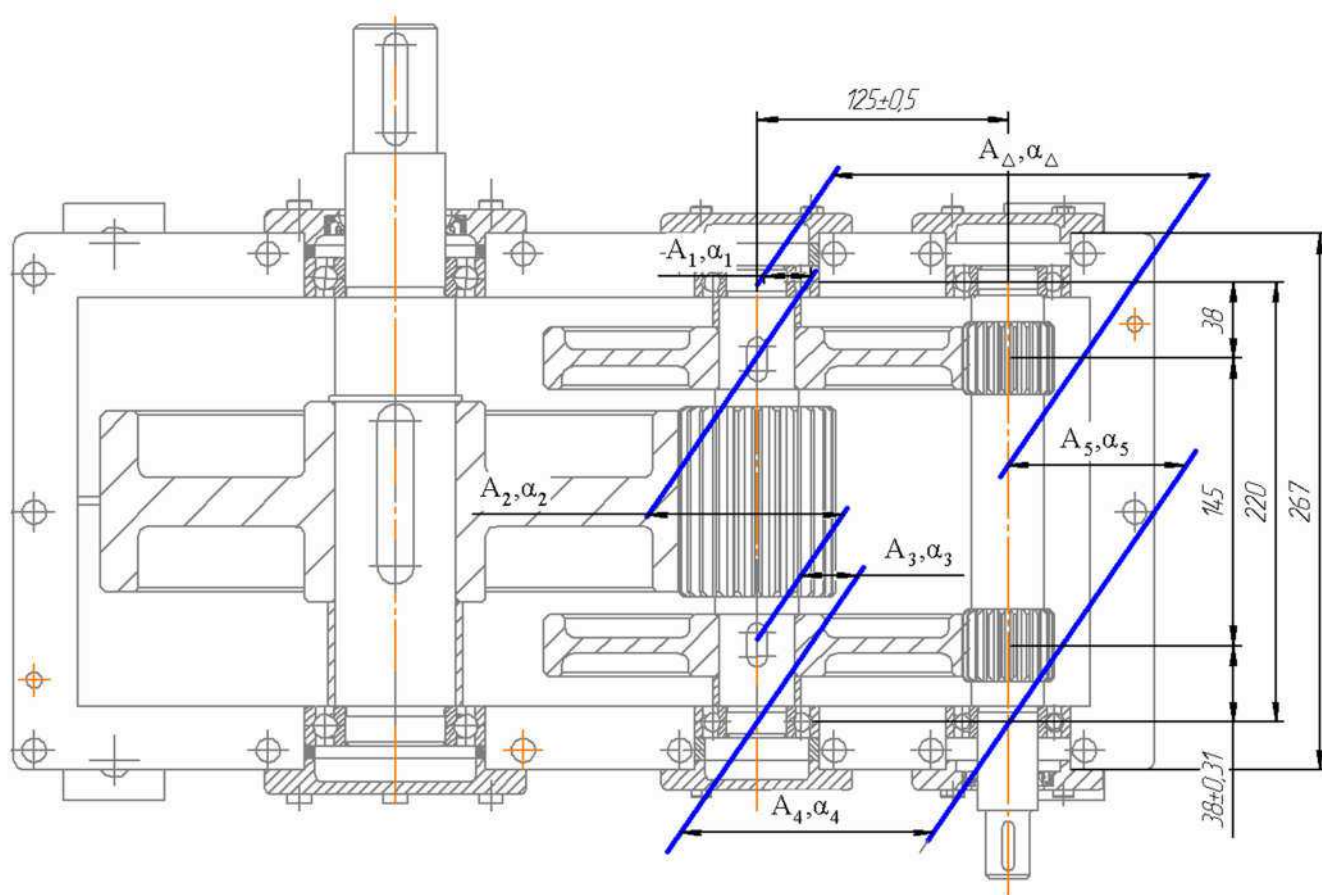


Рисунок 17 – Размерная цепь цилиндрической зубчатой передачи (быстроходная)

Размерная цепь α

Размерная цепь β определяет отклонение от параллельности осей вращения колес.

$$T_{\Delta} = \frac{f_x \cdot L}{B} = \frac{0,046 \cdot 267}{90} = 0,135 \frac{\text{мм}}{\text{мм}}, \text{ где} \quad (66)$$

f_x – допуск на отклонение от параллельности осей, устанавливается в зависимости от модуля, степени точности и ширины колес по ГОСТ 1643-72;

L – расстояние между стенками корпуса;

B – ширина колеса.

Составляющими звеньями размерной цепи β являются α_1 , α_2 и α_3 – смещение и поворот оси вала шестерни быстроходного вала, вследствие радиального биения подшипников; α_4 – отклонение от параллельности осей отверстий в корпусе; α_5 – смещение и поворот оси вала шестерни тихоходного вала, вследствие радиального биения подшипников.

При выбранном методе неполной взаимозаменяемости, задаем величину риска 0,27%, которому соответствует значение $t = 3$ λ_i^2 – коэффициенты характеризующие форму кривых рассеяния погрешностей составляющих звеньев, когда законы распределения погрешностей составляющих звеньев не известны, обычно принимают $\lambda_i^2 = 1/6$

$$T_{\text{ср}} = \frac{T_{\Delta}}{t_{\Delta} \sqrt{\lambda_{\text{ср}}^2 \cdot (m-1)}} = \frac{0,135}{3 \sqrt{1/6 \cdot (6-1)}} = 0,036 \text{ мм} \quad (67)$$

Использование метода неполной взаимозаменяемости позволяет устанавливать большие по величине допуски, что экономически более обосновано для принятого типа производства и программы выпуска.

Приведем размеры всей составляющих звеньев к одной базовой длине равной 267 мм.

Заданная точность замыкающего звена обеспечивается методом неполной взаимозаменяемости. Передаточное отношение звеньев α_1 , α_2 , α_3 , α_4 , α_5 :

$$\varepsilon_x = \frac{L}{l} = \frac{267}{220} = 1,2, \text{ где} \quad (68)$$

l – расстояние между точками приложения радиальных реакций шариковых подшипников для быстроходного и тихоходного валов.

Для подшипников на быстроходном и тихоходном валах допуск на радиальное биение составляет 0,002 мм.

Погрешность звеньев $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5$ имеет векторный характер. Так как векторные ошибки являются случайными величинами и при сборке могут принимать любое численное значение в пределах $\pm \delta_x / 2$, то расчет размерных цепей с векторными ошибками выполняется по вероятностному методу.

Для размерной цепи со скалярными и векторными ошибками, суммирование ошибок производится отдельно.

Допуск замыкающего звена при $t=3$:

$$T_{\Delta} = \frac{1}{K_{\Delta}} \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^{n-n_x} K_i^2 T_i^2 + \sum_{i=1}^{n_x} \delta_{xi}^2 K_{xi}^2 T_{xi}^2}, \text{ где} \quad (69)$$

$n=m-1$ – число звеньев размерной цепи;

n_x – число звеньев

$n=m-1$ – число звеньев размерной цепи;

n_x – число звеньев с векторными ошибками;

$n-n_x$ – число звеньев со скалярными ошибками;

K_i – коэффициент относительного рассеивания;

K_{xi} – приведенный коэффициент относительного рассеяния;

T_i – допуски звеньев со скалярными ошибками;

T_{xi} – допуски звеньев с векторными ошибками;

δ_{xi} – передаточные отношения звеньев с векторными ошибками.

При решении проектных задач, когда законы распределения погрешностей составляющих звеньев неизвестны, принимают [19, с.28]

$$t = 3; \lambda_i^2 = 1 - 6; \lambda_{xi}^2 = 1,15; K_i = 1,2; K_{xi}^2 = 0,5 - 0,65.$$

Так как число звеньев размерной цепи $n > 5$, то $K_{\Delta} = 1$, $\lambda_{\Delta}^2 = 1/9$.

Для звеньев $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5$, погрешность которых имеет векторный характер, примем $K_{xi}^2 = 0,6$. Погрешность звена β_4 носит скалярный характер, значит для него $K_4 = 1,2$. Так как в данной размерной цепи неизвестным является лишь T_4 допуск на размер β_4 , то определить его можно из уравнения

$$T_4 = \frac{1}{K_4} \cdot \sqrt{T_{\Delta}^2 - \sum_{i=1}^{n_x} \delta_{xi}^2 \cdot K_{xi}^2 \cdot T_{xi}^2} =$$

$$= \frac{1}{1,2} \sqrt{0,17^2 - (0,6 \cdot 0,02^2 \cdot 2 \cdot (1,4^2 + 1,4^2) + 0,6 \cdot 0,013^2)} = 0,09 \text{ мм}$$

Следовательно, допуск на не параллельность осей отверстий в корпусе составляет $T_4 = \frac{0,09 \text{ мм}}{180 \text{ мм}}$.

Размерная цепь А

Размерная цепь определяет точность межцентрового расстояния колес.

$f_a = 0,09$ – допуск отклонения межцентрового расстояния по ГОСТ 1643–72. Следовательно замыкающее звено размерной цепи Б имеет следующие характеристики: $A_{\Delta} = 180 \pm 0,09 \text{ мм}$; $T_{\Delta} = 0,088 \text{ мм}$ и $\Delta_{0_{\Delta}} = 0$.

Составляющими звеньями размерной цепи А являются A_1 , и A_2, A_3 – смещение и поворот оси вала колеса вследствие радиального биения в подшипниках; A_5 , – смещение и поворот оси вала шестерни вследствие радиального биения в подшипниках.

Номинальный размер звена $A_4 = 180 \text{ мм}$. Ошибки этого звена носят скалярный характер. Звенья A_1, A_2, A_3, A_5 , носят ошибки векторного характера. Требуемая точность замыкающего звена достигается методом неполной взаимозаменяемости.

Так как межцентровое расстояние определяется по среднему сечению зубчатых колес, то для звеньев с векторными ошибками необходимо передаточное отношение

$$\varepsilon_x = \frac{L_1}{l} = \frac{38}{220} = 0,17, \text{ где } L_1 = L_2 = L_3 = L_4$$

Радиальное биение подшипников уже было установлено при решении размерной цепи α и равно 0,02 мм. Следовательно $T_{x_1} = T_{x_2} = T_{x_3} = T_{x_5} = T_{x_6} = 0,02$ мм. Так как в данной размерной цепи неизвестным является только допуск на размер A_4 , то задача сводится к определению T_3 . Примем $K_4=1,2$, $K_{xi}^2 = 0,6$, тогда

$$T_4 = \frac{1}{K_4} \cdot \sqrt{T_{\Delta}^2 - \sum_{i=1}^{n_x} \delta_{xi}^2 \cdot K_{xi}^2 \cdot T_{xi}^2} \quad (70)$$

$$T_4 = \frac{1}{1,2} \sqrt{0,088^2 - (0,6 \cdot 0,02^2 \cdot 0,5^2 \cdot 3)} = 0,62 \text{ мм}$$

Так как координаты середин полей допусков для звеньев равны нулю, а также $\Delta_{0_{\Delta}} = 0$, то и $\Delta_{0_3} = 0$, поэтому $A = 180 \pm 0,295$ мм

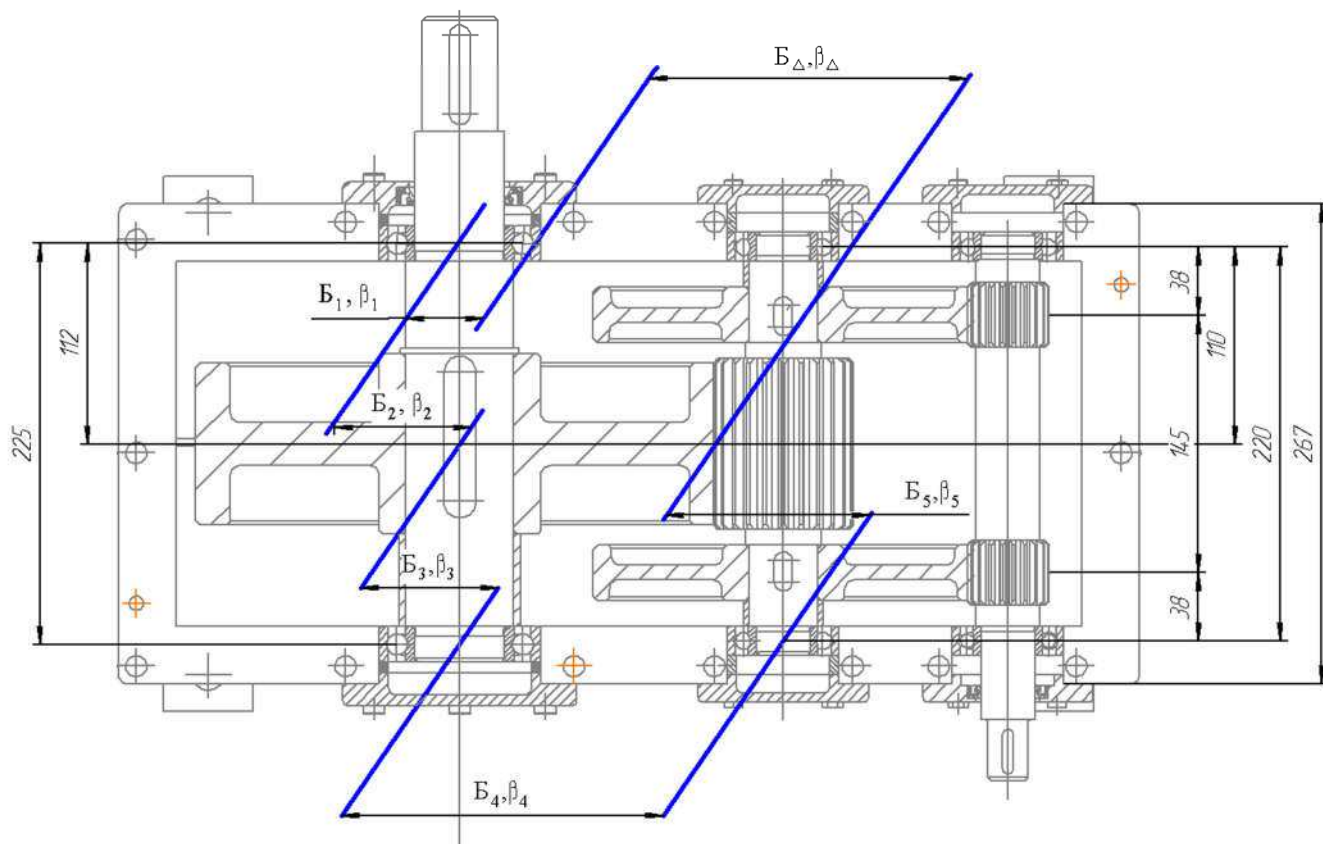


Рисунок 18 – Размерная цепь цилиндрической зубчатой передачи (тихоходная ступень)

Размерная цепь β

Размерная цепь β определяет отклонение от параллельности осей вращения колес.

$$T_{\Delta} = \frac{f_x \cdot L}{B} = \frac{0,046 \cdot 267}{90} = 0,135 \frac{\text{мм}}{\text{мм}}, \text{ где} \quad (107)$$

f_x – допуск на отклонение от параллельности осей, устанавливается в зависимости от модуля, степени точности и ширины колес по ГОСТ 1643-72;

L – расстояние между стенками корпуса;

B – ширина колеса.

Составляющими звеньями размерной цепи β являются β_1, β_4 – смещение и поворот оси промежуточного вала и быстроходного вала, вследствие радиального биения подшипников; β_3, β_2 – отклонение от параллельности осей отверстий в корпусе; β_5 – смещение и поворот оси вала шестерни тихоходного вала, вследствие радиального биения подшипников.

При выбранном методе неполной взаимозаменяемости, задаем величину риска 0,27%, которому соответствует значение $t = 3$ λ_i^2 – коэффициенты характеризующие форму кривых рассеяния погрешностей составляющих звеньев, когда законы распределения погрешностей составляющих звеньев не известны, обычно принимают $\lambda_i^2 = 1/6$ [6]

$$T_{\text{ср}} = \frac{T_{\Delta}}{t_{\Delta} \sqrt{\lambda_{\text{ср}}^2 \cdot (m-1)}} = \frac{0,135}{3 \sqrt{1/6 \cdot (6-1)}} = 0,036 \text{ мм} \quad (71)$$

Использование метода неполной взаимозаменяемости позволяет устанавливать большие по величине допуски, что экономически более обосновано для принятого типа производства и программы выпуска.

Приведем размеры всей составляющих звеньев к одной базовой длине равной 160 мм.

Заданная точность замыкающего звена обеспечивается методом неполной взаимозаменяемости. Передаточное отношение звеньев $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4, \beta_5$:

$$\varepsilon_x = \frac{L}{l} = \frac{267}{180} = 1,48, \text{ где} \quad (72)$$

l – расстояние между точками приложения радиальных реакций шариковых подшипников для быстроходного и тихоходного валов.

Для подшипников на быстроходном и тихоходном валах допуск на радиальное биение составляет 0,002 мм [6].

Погрешность звеньев $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_5$ имеет векторный характер. Так как векторные ошибки являются случайными величинами и при сборке могут принимать любое численное значение в пределах $\pm \delta_x / 2$, то расчет размерных цепей с векторными ошибками выполняется по вероятностному методу.

Для размерной цепи со скалярными и векторными ошибками, суммирование ошибок производится отдельно.

Допуск замыкающего звена при $t=3$:

$$T_{\Delta} = \frac{1}{K_{\Delta}} \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^{n-n_x} K_i^2 T_i^2 + \sum_{i=1}^{n_x} \delta_{xi}^2 K_{xi}^2 T_{xi}^2}, \text{ где} \quad (73)$$

$n=m-1$ – число звеньев размерной цепи;

n_x – число звеньев

$n=m-1$ – число звеньев размерной цепи;

n_x – число звеньев с векторными ошибками;

$n-n_x$ – число звеньев со скалярными ошибками;

K_i – коэффициент относительного рассеивания;

K_{xi} – приведенный коэффициент относительного рассеяния;

T_i – допуски звеньев со скалярными ошибками;

T_{xi} – допуски звеньев с векторными ошибками;

δ_{xi} – передаточные отношения звеньев с векторными ошибками.

При решении проектных задач, когда законы распределения погрешностей составляющих звеньев неизвестны, принимают [6]

$$t = 3; \lambda_i^2 = 1 - 6; \lambda_{xi}^2 = 1,15; K_i = 1,2; K_{xi}^2 = 0,5 - 0,65.$$

Так как число звеньев размерной цепи $n > 5$, то $K_{\Delta} = 1$, $\lambda_{\Delta}^2 = 1/9$ [6].

Для звеньев $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_5$, погрешность которых имеет векторный характер, примем $K_{xi}^2 = 0,6$. Погрешность звена β_4 носит скалярный характер, значит для него $K_4 = 1,2$. Так как в данной размерной цепи неизвестным является лишь T_4 допуск на размер β_4 , то определить его можно из уравнения

$$T_4 = \frac{1}{K_4} \cdot \sqrt{T_{\Delta}^2 - \sum_{i=1}^{n_x} \delta_{xi}^2 \cdot K_{xi}^2 \cdot T_{xi}^2} =$$

$$= \frac{1}{1,2} \sqrt{0,135^2 - (0,6 \cdot 0,02^2 \cdot 2 \cdot (1,4^2 + 1,4^2) + 0,6 \cdot 0,013^2)} = 0,093 \text{ мм}$$

Следовательно, допуск на не параллельность осей отверстий в корпусе составляет $T_4 = \frac{0,093 \text{ мм}}{267 \text{ мм}}$.

Размерная цепь Б

Размерная цепь определяет точность межцентрового расстояния колес.

$f_a = 0,076$ – допуск отклонения межцентрового расстояния по ГОСТ 1643–72. Следовательно замыкающее звено размерной цепи Б имеет следующие характеристики: $B_{\Delta} = 180 \pm 0,076 \text{ мм}$; $T_{\Delta} = 0,072 \text{ мм}$ и $\Delta_{0\Delta} = 0$.

Составляющими звеньями размерной цепи Б являются B_1 , и B_2, B_3 – смещение и поворот оси вала колеса вследствие радиального биения в подшипниках; B_5, B_6 – смещение и поворот оси вала шестерни вследствие радиального биения в подшипниках.

Номинальный размер звена $B_4 = 125 \text{ мм}$. Ошибки этого звена носят скалярный характер. Звенья B_1, B_2, B_3, B_5 , носят ошибки векторного характера. Требуемая точность замыкающего звена достигается методом неполной взаимозаменяемости.

Так как межцентровое расстояние определяется по среднему сечению зубчатых колес, то для звеньев с векторными ошибками необходимо передаточное отношение

Инв.	Подп. и	Инв.	Взам.	Подп. и

Инв.	Подп. и	Инв.	Взам.	Подп. и

Инв.	Подп. и	Инв.	Взам.	Подп. и

Инв.	Подп. и	Инв.	Взам.	Подп. и

Инв.	Подп. и	Инв.	Взам.	Подп. и

Инв.	Подп. и	Инв.	Взам.	Подп. и

Инв.	Подп. и	Инв.	Взам.	Подп. и

Инв.	Подп. и	Инв.	Взам.	Подп. и

Инв.	Подп. и	Инв.	Взам.	Подп. и

Разработанная технологическая схема сборки двухступенчатого цилиндрического редуктора представлена на листе формата А1 графической части ВКР.

При сборке изделия в качестве базового элемента на начальном этапе применяют корпус редуктора, базирующийся на нижней опорной плоскости. Для реализации направляющей и опорной баз используем отверстия в нижней части корпуса, предназначенные для крепления редуктора на фундаменте/опорной плите.

Узловая сборка редуктора осуществляется следующим образом:

- при сборке вала, позиция №3, принимаем в качестве базовой детали вал, базирующийся на наружной поверхности диаметром 90 мм.
- при сборке вала позиция №4 принимаем в качестве базовой детали вал, базирующийся по наружной поверхности зубчатого колеса.
- при сборке вала позиция №5 принимаем в качестве базовой детали вал, базирующийся по наружной поверхности диаметром 60 мм.

2.5 Организационная форма сборки

Выбор формы сборки определяется серийностью производства, а также конструкцией изделия. Учитывая, что технологический процесс относится к массовому производству, а конструкция изделия позволяет применить узловую сборку в качестве формы сборки выбрана поточная, с использованием конвейерной линии и средств автоматизированной сборки. При этом действительный такт сборки равен [8]:

$$t_R = \frac{F_o \cdot 60}{N} \quad (74)$$

где F_d – действительный годовой фонд времени работы оборудования, час.

$$t_r = \frac{F_d \cdot 60}{400000} = 0,6$$

Учитывая то, что собираемое изделие имеет средние габариты и требуется доступ к собираемому изделию с разных сторон, то с целью сокращения времени на вспомогательные операции целесообразно применять конвейер с гибкой связью, что позволяет кратковременно приостанавливать подвеску с собираемым редуктором. На подвеске собираемое изделие крепится в специальном приспособлении, обеспечивая постоянство баз, принятых в качестве технологических для базовой детали на общей сборке при ее поворотах на подвесе.

Сборочная единица поступает на линию общей сборки в контейнерах, которые размещаются вдоль конвейера в определенных местах.

Инев.	Подп. и	Инев.	Взам.	Подп. и

No

Таблица 12 Показатели трудоемкости

	№ операции								Примечани е
	Показатель	1	2	3	4	5	6	7	
	Трудоемкость операции, t _i , мин.	6,5	4,36	4,3 1	0,8 2	0,4 6	0,3 6	6,97	23,78 3,39
	Скорректированна я трудоемкость, мин.	6,5	4,36	5,95				6,97	-
	Расчетное число рабочих	10,4 6	7,02	9,58				11,2 2	-
	Фактическое число рабочих ^{n_φ}	11	8	10				12	41
	Коэффициент загрузки	0,95	0,87 7	0,958				0,93 5	0,93
	Фактический такт на операции, мин/чел.	0,59	0,54 5	0,595				0,58	0,5775
	Колебания такта $\Delta \tau_{\phi} = \tau_{\max} - \tau_{\min}$	0,595-0,545=0,05							
	Погрешность синхронизации	0,05/0,5775=0,086%							

Схема распределения рабочих по операциям сборки

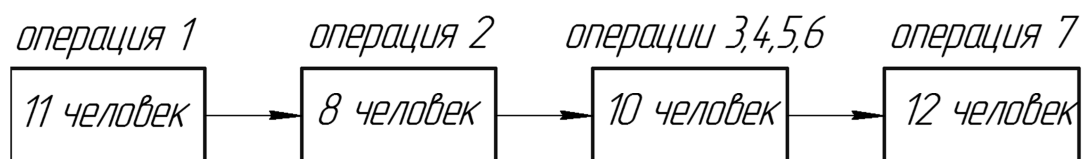


Рисунок 19 – Распределение рабочих по операциям

Последовательность операций определяется на основе технологических схем и общего перечня работ.

Учитывая массовый тип производства, принимаем следующую структуру сборки:

- сборочные узлы собираются стационарно;
- общая сборка представляет собой подвижную поточную сборку с расчленением процесса на операции и регламентированным тактом их выполнения, с передачей собираемого объекта от одной позиции к другой посредством механических транспортирующих устройств.

Таблица 13 Технологический маршрут процесса сборки

Операции	Операция	Содержание операции, переходов	Приспособление, оборудование, инструмент	Время Тшт, мин
1. Узловая сборка вала тихоходного				
05	Запрессовать шпонку 33 в вал 3	1. Установить вал на призмы 2. Обдуть сжатым воздухом паз 3. Запрессовать шпонку 4. Снять вал с призм Переместить вал на следующую позицию	Призмы Пневматическая пресс-скоба Столярный верстак Грузонесущий ленточный конвейер ЦПК-80Р Молоток слесарный стальной по ГОСТ 2310-77	1
10	Напрессовать колесо 9 на вал 3	1. Установить в вал в приспособлении 2. Смазать колесо машинным маслом 3. Напрессовать колесо на вал 4. Снять вал в сборе 5. Переместить вал в сборе на следующую позицию	Грузонесущий ленточный конвейер ЦПК-80Р, Универсальный пневматический одинарный пресс прямого действия, Специальное направляющее приспособление.	0,83

СФУ ПИ БР 15.03.05-00.00.000 ПЗ

55

№

Подп. и	
Взам.	
Инв.	
Подп. и	
Инв.	

15	Напрессовать втулку 11 на вал 3	1.Переустановить вал в сборе в приспособлении 2.Смазать втулку машинным маслом 3.Напрессовать втулку на вал в сборе 4.Снять вал в сборе Переместить вал в сборе на следующую позицию	Грузонесущий ленточный конвейер ЦПК-80Р, Универсальный пневматический одинарный пресс прямого действия, Специальное направляющее приспособление	0,63
20	Промыть и просушить вал 1 в сборе	1.Переустановить вал в сборе в приспособлении 2.Промыть вал в сборе 3.Переместить вал в сборе на следующую позицию 4.Посушить вал в сборе Переместить вал в сборе на следующую позицию	Специальная моечно-сушильная машина, Грузонесущий ленточный конвейер ЦПК-80Р.	0,74
25	Напрессовать подшипник 29 на вал в сборе 3	1. Переустановить вал в сборе в приспособлении 2. Смазать подшипник индустриальным маслом 3. Напрессовать подшипник на вал в сборе 4. Снять вал в сборе Переместить вал ведущий в сборе на общую сборку	Грузонесущий ленточный конвейер ЦПК-80Р, Универсальный пневматический одинарный пресс прямого действия, Специальное направляющее приспособление	0,49
3. Узловая сборка вала промежуточного				
05	Запрессовать шпонку 31 в вал 6	1. Установить вал на призмы 2.Обдуть сжатым воздухом паз 3.Запрессовать шпонку 4.Снять вал с призм Переместить вал на следующую позицию	Призмы Пневматическая пресс-скоба Столярный верстак Грузонесущий ленточный конвейер ЦПК-80Р Молоток слесарный стальной по ГОСТ 2310-77	0,95
<div> <div> <div>№</div> <div></div> <div></div> <div></div> <div></div> </div> <div> <div>СФУ ПИ БР 15.03.05-00.00.000 ПЗ</div> <div>56</div> </div> </div>				

Инв.	Подп. и	Инв.	Взам.	Подп. и

05	Напрессовать подшипник на вал 5 28	1. Осмотреть вал 2. Установить вал в приспособление 3. Смазать подшипник индустриальным маслом 4. Напрессовать подшипник на вал в сборе 5. Снять вал в сборе Переместить вал ведущий в сборе на общую сборку	Грузонесущий ленточный конвейер ЦПК-80Р, Универсальный пневматический одинарный пресс прямого действия, Специальное направляющее приспособление	0,49
----	---------------------------------------	---	---	------

5 Узловая сборка крыши торцевой 14

05	Установить кольцо манжету уплотнительную 35 в крышку 14	1. Установить крышку в приспособлении 2. Обдуть сжатым воздухом канавку для уплотнения 3. Установить машжету в крышку 4. Снять крышку торцевую в сборе 5. Переместить крышку торцевую в сборе на общую сборку	Столярный верстак Грузонесущий ленточный конвейер ЦПК-80Р, Молоток слесарный стальной по ГОСТ 2310-77	0,46
----	---	---	---	------

6.Сборка крышки торцевой 13

05	Установить кольцо манжету уплотнительную 35 в крышку 14	1 Установить крышку в приспособлении 2 Обдуть сжатым воздухом канавку для уплотнения 3 Установить машжету в крышку 4 Снять крышку торцевую в сборе 5 Переместить крышку торцевую в сборе на общую сборку	Столярный верстак Грузонесущий ленточный конвейер ЦПК-80Р, Молоток слесарный стальной по ГОСТ 2310-77	0,46
----	--	--	--	------

Инв.	Подп. и	Инв.	Взам.	Подп. и

					СФУ ПИ БР 15.03.05-00.00.000 ПЗ	58
		№				

05	Ввернуть отдушину 37 в крышку 1	1. Установить крышку в приспособлении 2. Осмотреть отдушину 3. Ввернуть отдушину в крышку 4. Снять крышку корпуса в сборе Переместить крышку в сборе на общую сборку	Столярный верстак Грузонесущий ленточный конвейер ЦПК-80Р, Молоток слесарный стальной по ГОСТ 2310-77	0,19
----	---------------------------------	--	---	------

05	Установить в корпус в сборе ведущий 5, промежуточный 6 и ведомый 9 валы,	<ol style="list-style-type: none"> 1. Установить корпус в сборе в приспособлении 2. Установить кольцо распорное 3. Установить вал ведущий в сборе в корпус 4. Установить кольцо распорное 5. Установить вал промежуточный в сборе в корпус в сборе 6. Установить кольцо распорное на вал в сборе 7. Установить вал ведомый в сборе в корпус в сборе 8. Переместить корпус в сборе на следующую позицию 	Слесарный верстак Грузонесущий ленточный конвейер ЦПК-80Р, Молоток слесарный стальной по ГОСТ 2310-77, Специальное установочно-зажимное приспособление.	1,08
----	--	--	---	------

10	Установить в корпус в сборе штифты 36, Установить крышку корпуса 4 на штифты 36.	1. Смазать штифт первый цилиндрический индустриальным маслом 2. Запрессовать штифт первый цилиндрический 3. Смазать штифт второй цилиндрический индустриальным маслом 4. Запрессовать штифт второй цилиндрический 5. Установить крышку корпуса в сборе на корпус на штифты Переместить корпус в сборе на следующую позицию	Специальное устано вочно-зажимное приспособление Молоток стальной слесарный по ГОСТ 2310-77, Столярный верстак Грузонесущий ленточный конвейер ЦПК-80Р,	2,84
----	---	---	---	------

Подп. и	
Взам.	
Инв.	
Подп. и	
Инв.	

15	Установить все крышки торцевые 13,14,15 в сборе	1 Установить крышку левую глухую в корпус в сборе 2 Установить крышку торцевую в сборе на вал в сборе 3 Установить крышку левую глухую в корпус в сборе 4 Установить крышку правую глухую в корпус в сборе 5 Установить крышку торцевую правую в сборе на вал в сборе 6 Установить крышку торцевую левую в сборе на вал в сборе	Специальное устаночное-зажимное приспособление Молоток стальной слесарный по ГОСТ 2310-77, Столярный верстак Грузонесущий ленточный конвейер ЦПК-80Р,	3,84
20	Установить шайбы 26 на болты 27, ввернуть болты 27. Установить крышку в сборе 1, ввернуть винты 20.	1. Установить шайбы пружинные на винты 2. Ввернуть винты предварительно 3. Подтянуть винтоверт, включить 4. Ввернуть винты окончательно 5. Выключить винтоверт, выпустить из рук 6. Установить крышку в сборе на корпус в сборе 7. Подтянуть винтоверт, включить 8. Ввернуть винты 9. Выключить винтоверт, выпустить из рук 10. Контролировать легкость вращения ведущего вала 11. Снять редуктор в сборе	Специальное устаночное-зажимное приспособление Молоток стальной слесарный по ГОСТ 2310-77, Столярный верстак Грузонесущий ленточный конвейер ЦПК-80Р,	1,75
25	Ввернуть сливную пробку 16 в корпус 3 Установить масляный щуп	1 Установить масляный щуп 2 в сборе 2 Установить корпус в приспособление 3 Ввернуть пробку 16 в корпус 4 Снять корпус 5 Переместить корпус на следующую позицию	Грузонесущий ленточный конвейер ЦПК-80Р, Столярный верстак. Молоток слесарный стальной по ГОСТ 2310-77	3,47
<div> <div> <div>№</div> <div>СФУ ПИ БР 15.03.05-00.00.000 ПЗ</div> <div>60</div> </div> </div>				

3 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛИ

3.1 Анализ служебного назначения корпуса редуктора

К данной детали предъявим комплекс технических требований:

точность геометрической формы плоских базирующих поверхностей. Для поверхностей размеров до 500 мм отклонения от плоскости и параллельности находится в пределах 0,01...0,07мм;

Точность относительного поворота плоских базирующих поверхностей. Предельные отклонения от параллельности или перпендикулярности одной плоской поверхности относительно другой составляют 0,015/200...0,1/200.

Точность расстояния от осей главных отверстий до базирующей плоскости - 0,02...0,5 мм.

Данная корпусная деталь может быть отнесена к деталям первой группы. Эта деталь коробчатой формы в виде параллелограмма, габариты которой имеют одинаковый порядок. Основными базами являются плоские поверхности, а вспомогательными базами - главные отверстия и торцы, предназначенные для базирования валов.

Основное значение для служебного назначения детали являются главные отверстия корпуса редуктора, которые выполняют роль направляющих для валов данного редуктора.

Отклонения от перпендикулярности составляет 0,04 мм, допуск на пересечение осей составляет 0,06 мм.

Шесть главных отверстий в корпусе имеют размер 60H7⁽⁺⁰⁰⁶³⁾ и 900H7⁽⁺⁰¹⁰³⁾

Шероховатость поверхности составляет $R_a = 3,2$.

Поверхность корпуса для закрепления крышки смотрового окна имеет шероховатость $R_a = 3,2$.

СФУ ПИ БР 15.03.05-00.00.000 ПЗ

61

Лапы коробки цилиндрического редуктора для закрепления шероховатость $Ra = 6,3$.

Все крепежные отверстия для крепления крышек имеют метрическую резьбу с шероховатостью $Ra = 6,3$.

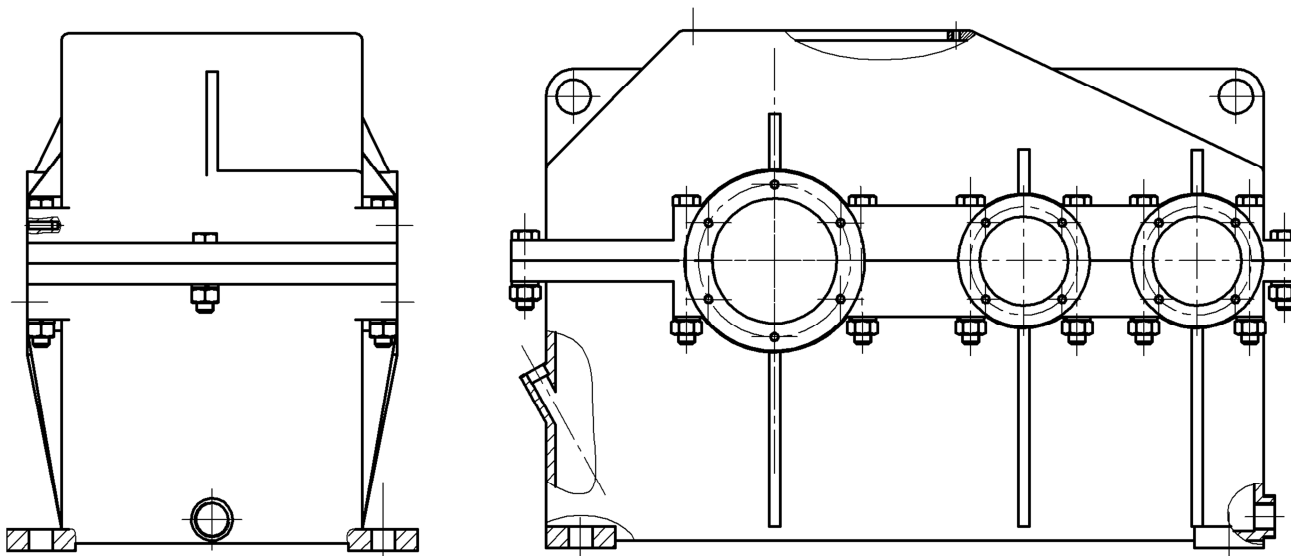


Рисунок 20 – Общий вид корпуса редуктора

3.2 Выбор заготовки. Разработка конструкции заготовки

Корпус изготавливается из чугуна марки СЧ 15-40 ГОСТ 1412-70 методом литья, поэтому конфигурация наружного контура и внутренних поверхностей не вызывает значительных трудностей при получении заготовки. В крышке имеются два отверстия, требующие высокоточной обработки и взаимного расположения, так как от их точности зависит работа цилиндрических передач и всего механизма в целом.

В остальном деталь технологична и довольно проста по конструкции, допускает применение высокопроизводительных режимов обработки.

Расположение крепежных отверстий допускает использовать многоинструментальную обработку, что позволяет применять агрегатные многоинструментальные станки. Размеры и формы поверхностей позволяют вести обработку стандартным инструментом. В целом изготовление крышки можно

вести на оборудовании нормальной точности, а также используя стандартные измерительные инструменты для проведения контроля [9].

Полученные размеры сводим в таблицу.

Таблица 14 Размеры отливки

Размер детали, мм	Припуск на сторону, мм	Размер отливки, мм	Отклонения, мм
R 125	3	R 122	±1
R 107,5	3	R 104	±0,7
R 65	3	R 62	±0,7
440	2	444	±1,3
70	2	72	±0,7
32	2	34	±0,5
12	1	13	±0,5
410	2	412	±1,3

3.3 Определение типа производства

Тип производства зависит от годовой программы выпуска $N = 40000$ деталей в год и от ее массы. В связи с вышеперечисленными факторами производство данной детали является массовым. И для этого типа производства характерна поточная форма организации технологического процесса.

Такт выпуска изделия рассчитывается по формуле:

$$t_B = \frac{F_d \cdot 60}{N} \quad (76)$$

где F_d – действительный годовой фонд времени работы оборудования, час.

$$t_B = \frac{F_d \cdot 60}{400000} = 0,9$$

Согласно полученным данным тип производства является крупносерийным.

3.4 Проектирование заготовки

Изучив конфигурацию детали, можно сделать вывод, что наиболее подходящими методами изготовления заготовок в данном случае являются:

- литье в песчаные формы;
- литье под давлением.

При расчете предпочтение следует отдавать той заготовке, которая обеспечивает меньшую технологическую себестоимость детали.

а) рассчитаем себестоимость заготовок, полученных методом литья в песчаные формы:

$$S_{заг}^{шт} = Q \cdot \frac{C_i}{1000} \cdot K_C \cdot K_T \cdot K_{np} \cdot K_m \cdot K_B - \frac{S_{отх}}{1000} \cdot (Q - q) \quad (77)$$

Q – масса заготовки, кг,

q – масса готовой детали, кг.

$K_C, K_T, K_{np}, K_m, K_B$ – коэффициенты, зависящие от класса точности, группы сложности, массы, марки материала и объема производства заготовок, выбираются по таблицам.

$Q=280$ кг

$C_i=16785$ р/тонна -базовая стоимость 1 т заготовок.

$K_C=0,77$

$K_B=1,14$

$K_T=1,0$

$K_M=1,13$

$K_{П}=1$

$S_{отх}=1017$ р/тонна

$$S_{шт} = \left(\frac{16785}{1000} \cdot 280 \cdot 1 \cdot 0,77 \cdot 1,14 \cdot 1,13 \cdot 1 \right) - (280 - 270) \cdot \frac{1017}{1000} = 4651 \text{ рубль.}$$

б) рассчитаем себестоимость заготовок, полученных методом литья под давлением:

$$S_{\text{заг}} = M + C_{0,3}$$

M – затраты на материал заготовки.

$$M = QS - (Q - q) \cdot S_{\text{отх}} / 1000$$

$$M = 280 \cdot 22,345 - (280 - 270) \cdot 1,017 = 6246 \text{ руб.}$$

$$S = 22,345 \text{ р/кг,}$$

$$S_{\text{отх}} = 1017 \text{ р/т,}$$

$$C_{\text{ПЗ}} = 5445 \text{ р/ч. - резка заготовок дисковыми пилами,}$$

$$C_{03} = \frac{C_{\text{ПЗ}} \cdot T_{\text{шт}}}{6000},$$

$$C_{03} = \frac{5445 \cdot 0,19 \cdot 140^2 \cdot 10^{-3} \cdot 13,6}{6000} = 46 \text{ руб.}$$

$$S_{\text{заг}} = 6246 + 46 = 6292 \text{ руб.}$$

Таким образом, получение заготовки методом литья в песчаные формы обеспечивает меньшую себестоимость, поэтому выбираем этот метод.

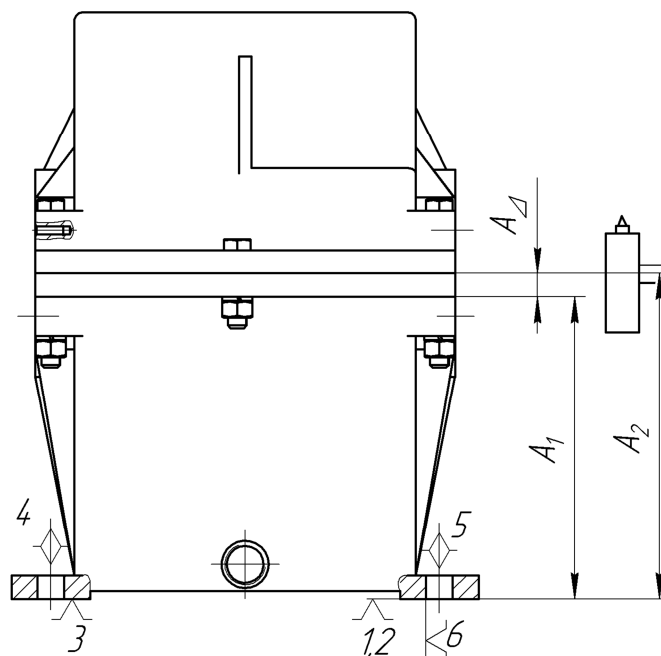
3.5 Выбор технологических баз

При выборе технологических баз учитывалось то, что деталь является корпусной. Выбор технологических баз осуществляем на основании следующих общих положений. Для базирования заготовок корпусных деталей совмещаем установочную и измерительную базы.

СФУ ПИ БР 15.03.05-00.00.000 ПЗ

При обработке корпуса требуется обеспечить равномерность припуска в главных отверстиях, т. к. они являются поверхностями, от которых зависит точность зацепления и соответственно плавность работы, и шум в передачах. Неравномерность припуска обнаружится на операции растачивания отверстия и проявится как относительное смещение оси отверстия в заготовке и оси вращения борштанги с резцом.

Поэтому сначала обрабатывается плоскость основания – пластики, которая на последующих операциях будет являться технологической базой для обработки плоскости разъема и сверления отверстий.



Выбор баз для основных операций технологического процесса. Для базирования на этих операциях используются 2 основные схемы базирования:

- а) базирование по трем плоскостям;
- б) базирование по плоскости основания и двум технологическим отверстиям.

В нашем случае, подходящим является базирование по плоскости основания и двум технологическим отверстиям.

Инв.	Подп. и	Инв.	Взам.	Подп. и

Инв.	Подп. и	Инв.	Взам.	Подп. и

Инв.	Подп. и	Инв.	Взам.	Подп. и

Инв.	Подп. и	Инв.	Взам.	Подп. и

Инв.	Подп. и	Инв.	Взам.	Подп. и

Инв.	Подп. и	Инв.	Взам.	Подп. и

Инв.	Подп. и	Инв.	Взам.	Подп. и

Инв.	Подп. и	Инв.	Взам.	Подп. и

Инв.	Подп. и	Инв.	Взам.	Подп. и

Инв.	Подп. и	Инв.	Взам.	Подп. и

Первый вариант базирования.

1 вариант. Принимаем:

- за установочную базу - поверхность разъема корпуса и крышки;
- за направляющую базу - стенку корпуса наибольшей длины;
- в качестве опорной базы - участок короткой стенки корпуса.

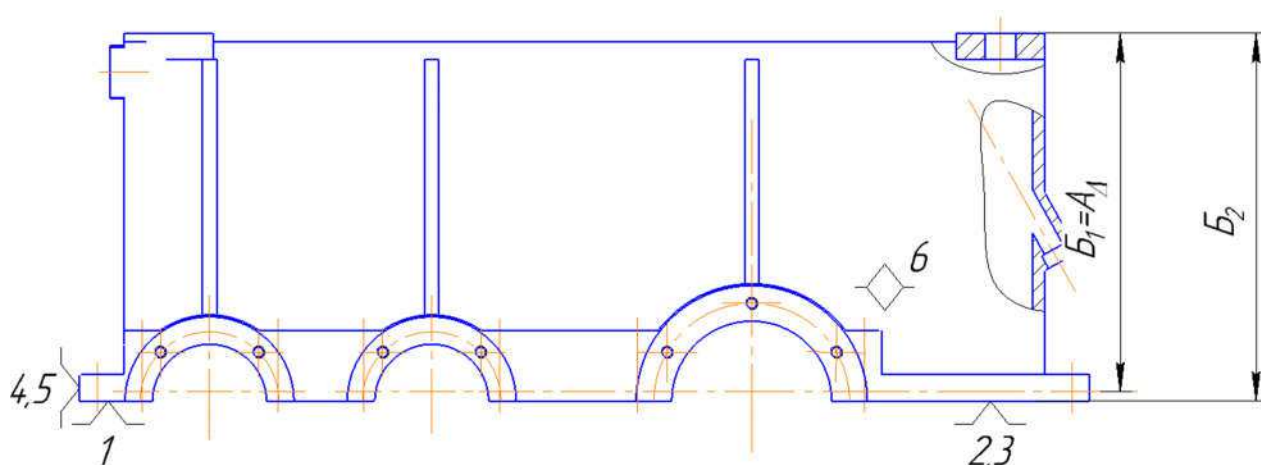


Рисунок 21 Схема базирования корпуса по плоскости разъема и стенкам корпуса.

При этой схеме базирования размер A_1 получается как замыкающее звено B_Δ размерной цепи Б:

$$\omega A_1 = \omega B_\Delta = \omega B_2 + \omega B_1.$$

С помощью нормативов среднеэкономической точности используемых методов обработки и допусков на размеры заготовки определим численные значения погрешностей.

Размер B_2 это габаритный размер корпуса с припуском под обработку плоскости разъема. Для отливки назначаем допуск 4 мм, так как поле допуска симметричное для поверхностей подвергаемых обработке, то для размера B_2 - $\omega B_2 = 2$ мм.

Размер B_1 является допуском смещения вызванный перекосом стержня. Устанавливают в диаметральном выражении на 1, 2 класса точнее класса размерной точности отливки, по номинальному размеру наиболее тонкой из

стенок отливки, формируемых с участием стержня. Примем допуск на смещение для большего отверстия, как имеющего большее отклонение. Тогда поле допуска для номинального размера составит 2 мм.

Зная числовые значения полей допусков размеров составляющих звеньев определим поле допуска размера A_{Δ} :

$$\omega A_{\Delta} = \omega A_1 + \omega A_2 = 2 + 0,06 = 2,06(\text{мм})$$

Второй вариант базирования.

2 вариант - базирование по главным отверстиям корпуса:

- двойная направляющая - главные отверстия под опоры выходного вала;
- двойная опорная база - главное отверстие под опору входного вала;

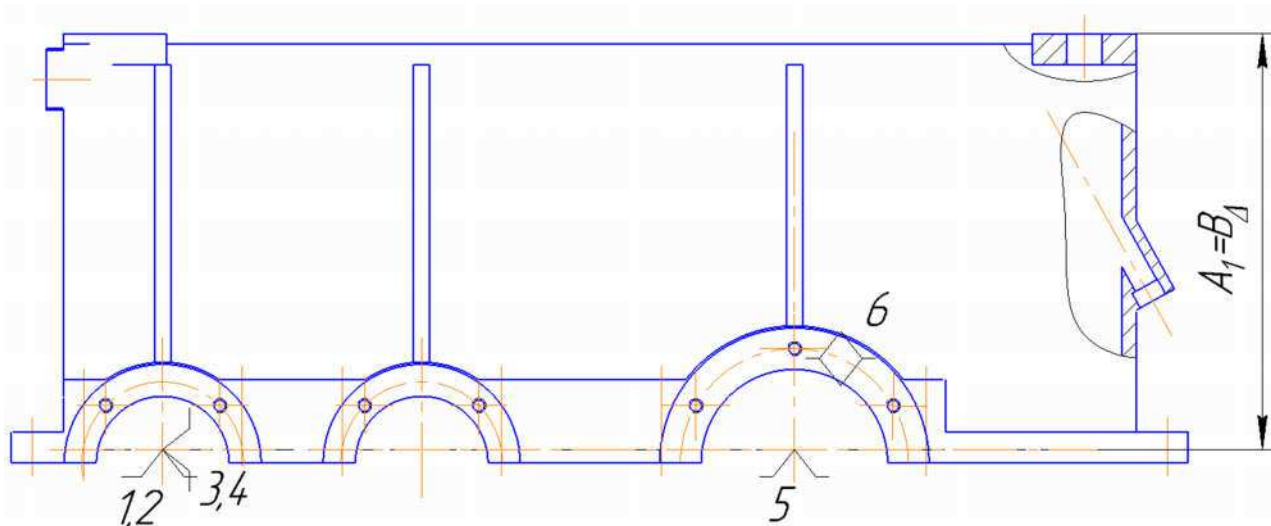


Рисунок 22– Схема базирования корпуса по осям главных отверстий

Такая схема базирования позволяет связать плоскость основания с плоскостью осей главных отверстий.

Недостаток первого варианта в том, что ось полуотверстия не будет привязана к обработанной плоскости основания, следовательно, при растачивании отверстий неравномерность припуска будет большая.

При втором варианте базирования обработанная плоскость основания привязана к осям полуотверстий, которые расположены в одной плоскости,

Инв.	Подп. и	Инв.	Взам.	Подп. и

Погрешность размера A_{Δ} для второго варианта базирования составит:

Следовательно, параметр ωA_{Δ} представляющий собой поле рассеяния замыкающего звена при первом варианте базирования будет больше, чем при втором варианте. Выбираем второй вариант базирования как наиболее подходящий.

При составлении технологического маршрута учитывался материал, вид обрабатываемой поверхности, точности ее размеров и положение относительно других поверхностей. Так как в качестве материала крышки используется чугун, при составлении маршрута обработки по возможности учитываем характерные свойства данного материала.

Структура и содержание технологического процесса обработки резанием заготовки корпусной детали зависит от ее конструктивного исполнения, геометрической формы, размеров, массы, вида заготовки, сложности

Инв.	Подп. и	Инв.	Взам.	Подп. и

- При формировании технологического маршрута изготовления детали в поточном производстве необходимо учесть следующее:

- Черновые и чистовые технологические переходы не объединяем на одной позиции, исключение – случаи, когда для требуемой точности необходимо при одной установке выполнить черновую и чистовую обработку базовых поверхностей;

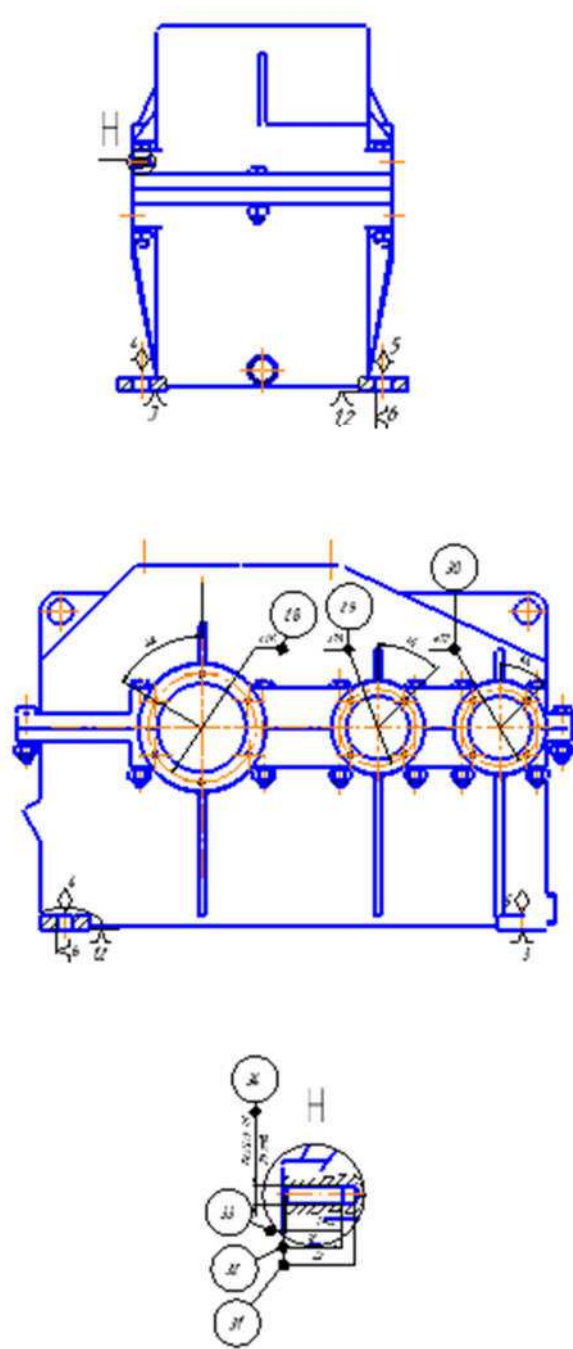
Таблица 15 Маршрут обработки корпуса редуктора

Наименование изделия (сборки)	Обозначение	Конструктивный чертеж
<p>005 Фрезеровка</p> <p>1 Фрезеровка корпуса поперечного сечения по проект. чертежу отрезки над контурными линиями; диаметральный размер 1</p> <p>2 Фрезеровка корпуса поперечного сечения по проект. диаметральный размер 1</p> <p>3 Обработка торцевой поверхности #6</p> <p>4 Завершение торцевой поверхности #6</p> <p>5 Фрезеровка диаметральный размер 1, 5, 6, 7</p> <p>6 Завершение торцевой поверхности #6</p> <p>7 Фрезеровка диаметральный размер 1, 5, 6, 7</p> <p>8 Фрезеровка для обработки поверхности по диаметру #1107</p> <p>9 Обработка диаметральный размер 2, 4, 5, 6, 7</p> <p>10 Завершение 1 обработки поверхности по диаметру #1107</p> <p>11 Обработка диаметральный размер 2, 4, 5, 6, 7</p>	<p>Изменения</p> <p>Обработка торцевой поверхности по проект. чертежу</p> <p>1 Фрезеровка</p> <p>2, Обработка диаметральный размер 1</p> <p>3, Обработка диаметральный размер 1</p> <p>4, Обработка диаметральный размер 1</p> <p>5, Обработка диаметральный размер 1</p> <p>6, Обработка диаметральный размер 1</p> <p>7, Обработка диаметральный размер 1</p> <p>8, Обработка диаметральный размер 1</p> <p>9, Обработка диаметральный размер 1</p> <p>10, Обработка диаметральный размер 1</p> <p>11, Обработка диаметральный размер 1</p>	
<p>1 Фрезеровка корпуса поперечного сечения по проект. чертежу отрезки над контурными линиями; диаметральный размер 1</p> <p>2 Фрезеровка корпуса поперечного сечения по проект. диаметральный размер 1</p> <p>3 Обработка торцевой поверхности #6</p> <p>4 Завершение торцевой поверхности #6</p> <p>5 Фрезеровка диаметральный размер 1, 5, 6, 7</p> <p>6 Завершение торцевой поверхности #6</p> <p>7 Фрезеровка диаметральный размер 1, 5, 6, 7</p> <p>8 Фрезеровка для обработки поверхности по диаметру #1107</p> <p>9 Обработка диаметральный размер 2, 4, 5, 6, 7</p> <p>10 Завершение 1 обработки поверхности по диаметру #1107</p> <p>11 Обработка диаметральный размер 2, 4, 5, 6, 7</p>	<p>Изменения</p> <p>Обработка торцевой поверхности по проект. чертежу</p> <p>1 Фрезеровка</p> <p>2, Обработка диаметральный размер 1</p> <p>3, Обработка диаметральный размер 1</p> <p>4, Обработка диаметральный размер 1</p> <p>5, Обработка диаметральный размер 1</p> <p>6, Обработка диаметральный размер 1</p> <p>7, Обработка диаметральный размер 1</p> <p>8, Обработка диаметральный размер 1</p> <p>9, Обработка диаметральный размер 1</p> <p>10, Обработка диаметральный размер 1</p> <p>11, Обработка диаметральный размер 1</p>	

Име.	Подп. и	Взам.	Подп. и
Име.	Подп. и	Взам.	Подп. и

[illegible]

Инв.	Подп. и	Инв.	Взам.	Подп. и

Имена конструкторов и других специалистов	Обозначение	Объем работы
<p>ПЗ (варианты 1-8) конструктор № 7 под руководством руководителя работ ПЗ, ПЗ, ПЗ ПЗ (варианты 9-10) конструктор № 11, 12, 13, 14</p>		

Подп. и	Взам.	Инв.	Подп. и	Инв.
---------	-------	------	---------	------

Инев.	Подп. и	Инев.	Взам.	Подп. и

Для корпусной детали, получаемой литьем, k принимаем 0,8.

$$\Delta_{i-1} = \sqrt{(0,8 \cdot 1300)^2 + (0,8 \cdot 440)^2} = 1098 \text{ мкм} \approx 1,098 \text{ мм};$$

- после фрезерования черного $\Delta = 0,06 \cdot 0,034 = 0,002 \text{ мм};$
- после фрезерования получистового $\Delta = 0,04 \cdot 0,034 = 0,001 \text{ мм};$
- после чистового $\Delta = 0,02 \cdot 0,034 = 0,0007 \text{ мм};$

Определим значение минимального припуска $2Z_{\min}$ после каждой операции по формуле:

$$2[Z_i]_{\min} = 2 \left[(R_z^{i-1} + h^{i-1}) + \sqrt{\Delta_{i-1}^2 + \varepsilon_i^2} \right], \text{ мм} \quad (80)$$

где R_z^{i-1} , h^{i-1} – высота неровностей и дефектный слой, образовавшиеся на обрабатываемой поверхности при предыдущей обработке;

Δ_{i-1} – суммарное значение пространственных отклонений с предыдущей операции;

ε_i – погрешность установки (определяем по табл.13 [10] для закрепления в тисках);

$$2Z_{4\min}^{05-4} = 2 \cdot [0,06 + 0,15 + \sqrt{0,034^2 + 0,22^2}] = 0,865 \text{ мм};$$

$$2Z_{4\min}^{05-6} = 2 \cdot [0,05 + 0,06 + \sqrt{0,002^2 + 0,22^2}] = 0,66 \text{ мм};$$

Определяем предельные размеры для каждого перехода по формулам:

$$2A_{i-1\max} = 2A_{i\max} - 2Z_{i\min}, \text{ мм} \quad (76)$$

$$2A_{i-1\min} = 2A_{i-1\max} - T2A_{i-1}, \text{ мм} \quad (77)$$

$$2A_{\min}^{05-8} = 207 \text{ мм};$$

$$2A_{\max}^{05-8} = 207,025 \text{ мм};$$

$$2A_{\max}^{05-6} = 2A_{\max}^{05-8} - 2Z_{4\min}^{05-8} = 410,025 - 0,49 = 206,535 \text{ мм};$$

$$2A_{\min}^{05-6} = 2A_{\max}^{05-6} - T2A^{05-6} = 409,535 - 0,039 = 206,496 \text{ мм};$$

$$2A_{\max}^{05-4} = 2A_{\max}^{05-6} - 2Z_{4\min}^{05-6} = 409,535 - 0,66 = 205,875 \text{ мм};$$

$$2A_{\min}^{05-4} = 2A_{\max}^{05-4} - T2A^{05-4} = 408,875 - 0,16 = 205,715 \text{ мм};$$

$$2A_{\max}^{00} = 2A_{\max}^{05-4} - 2Z_{4\min}^{05-4} = 408,875 - 0,865 = 205,01 \text{ мм};$$

$$2A_{\min}^{00} = 2A_{\max}^{00} - T2A^{00} = 408,01 - 4,4 = 198,61 \text{ мм};$$

Определим предельные значения припусков по формуле:

$$2Z_{i\max} = 2Z_{i\min} + T2A_{i-1} - T2A_i \quad (81)$$

$$2Z_{4\max}^{05-4} = 2Z_{4\min}^{05-4} + T2A^{00} - T2A^{05-4} = 0,865 + 4,4 - 0,16 = 5,105 \text{ мм};$$

$$2Z_{4\max}^{05-6} = 2Z_{4\min}^{05-6} + T2A^{05-4} - T2A^{05-6} = 0,66 + 0,16 - 0,039 = 0,781 \text{ мм};$$

$$2Z_{4\max}^{05-8} = 2Z_{4\min}^{05-8} + T2A^{05-6} - T2A^{05-8} = 0,49 + 0,039 - 0,025 = 0,504 \text{ мм}$$

Изобразим на схему расположения операционных размеров, допусков и припусков. Результаты расчетов сводим в таблицу 16

Таблица 16 Расчет припусков на обработку установочной плоскости крышки редуктора.

Технологические переходы	Элементы припуска, мкм				Расчетный припуск Zmin, мм	Допуск TD, мм	Предельные размеры заготовки		Предельные припуски, мм	
	R _z	h	Δ _Σ	ε _y			A _{max}	A _{min}	Z _{max}	Z _{min}
Литье	60	15 0	34	-	-	4,4	198,01	198,61	-	-
Фрезерование черновое	50	60	2	220	0,865	0,16	205,875	205,715	5,105	0,865
Фрезерование получистовое	10	15	1	220	0,66	0,039	206,535	206,496	0,781	0,66
Фрезерование чистовое	3,2	4	0,7	220	0,49	0,025	207,025	207	0,504	0,49

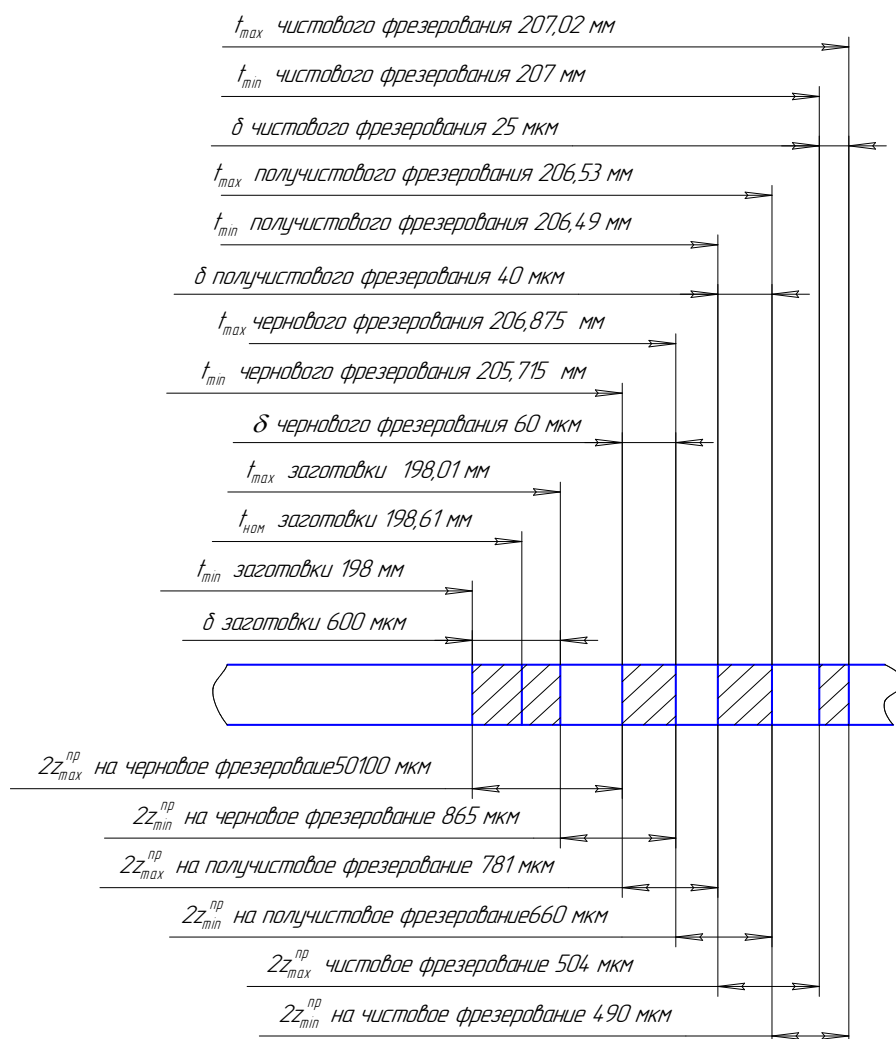


Рисунок 22 - Схема припусков на обработку плоскости разъема

Расчет режимов резания

Расчет режимов резания проводим по методике, предложенной в [11].

Операция 020 Фрезерно-сверлильно-расточная.

1. Выбор глубин резания и расчет действительных подач.

Назначаем глубины резания $t_{и}$ и подачи $S_{и}$ для каждого инструмента в наладке, руководствуясь [10].

Позиция II.

$t_1 = 1 \text{ мм}$

$S_1 = 0,1 \text{ мм/зуб}$

Позиция III.

$$t_2 = 3 \text{ мм} \quad S_2 = 0,12 \text{ мм/об}$$

$$t_3 = 3 \text{ мм} \quad S_3 = 0,12 \text{ мм/об}$$

$$t_4 = 3 \text{ мм} \quad S_4 = 0,12 \text{ мм/об}$$

Позиция IV.

$$t_5 = 2 \text{ мм} \quad S_5 = 0,3 \text{ мм/зуб}$$

Позиция V.

$$t_6 = 15 \text{ мм} \quad S_6 = 0,6 \text{ мм/об}$$

Позиция VI.

$$t_7 = 9,5 \text{ мм} \quad S_7 = 0,45 \text{ мм/об}$$

$$t_8 = 7,5 \text{ мм} \quad S_8 = 0,45 \text{ мм/об}$$

$$t_9 = 1,7 \text{ мм} \quad S_9 = 2 \text{ мм/об}$$

$$t_{10} = 2,2 \text{ мм} \quad S_{10} = 2,5 \text{ мм/об}$$

Позиция VII.

$$t_{11} = 5,6 \text{ мм} \quad S_{11} = 0,6 \text{ мм/об}$$

$$t_{12} = 1,5 \text{ мм} \quad S_{12} = 1,75 \text{ мм/об}$$

Определяем скорость резания для каждого инструмента по [10]:

$$V_1 = 60 \text{ м/мин.}$$

$$V_2 = 175 \text{ м/мин.}$$

$$V_3 = 175 \text{ м/мин.}$$

$$V_4 = 175 \text{ м/мин.}$$

$$V_5 = 40 \text{ м/мин.}$$

$$V_6 = 30 \text{ м/мин.}$$

$$V_7 = 30 \text{ м/мин.}$$

$$V_8 = 30 \text{ м/мин.}$$

$$V_9 = 60 \text{ м/мин.}$$

$$V_{10} = 60 \text{ м/мин.}$$

$$V_{11} = 30 \text{ м/мин.}$$

$$V_{12} = 60 \text{ м/мин}$$

Рассчитываем частоты вращения шпинделя n_i для каждого инструмента по формуле:

$$n_u = \frac{1000 \cdot V_u}{\pi \cdot d_u} \quad (82)$$

$$n_1 = \frac{1000 \cdot 60}{3,14 \cdot 50} = 382 \text{ об/мин.} \quad n_7 = \frac{1000 \cdot 30}{3,14 \cdot 15} = 636,9 \text{ об/мин.}$$

$$n_2 = \frac{1000 \cdot 175}{3,14 \cdot 250} = 242 \text{ об/мин.} \quad n_8 = \frac{1000 \cdot 30}{3,14 \cdot 19} = 502,8 \text{ об/мин.}$$

$$n_3 = \frac{1000 \cdot 175}{3,14 \cdot 215} = 281,4 \text{ об/мин.} \quad n_9 = \frac{1000 \cdot 60}{3,14 \cdot 16} = 1194,3 \text{ об/мин.}$$

$$n_4 = \frac{1000 \cdot 175}{3,14 \cdot 130} = 465,4 \text{ об/мин.} \quad n_{10} = \frac{1000 \cdot 60}{3,14 \cdot 20} = 955,4 \text{ об/мин.}$$

$$n_5 = \frac{1000 \cdot 40}{3,14 \cdot 315} = 40,4 \text{ об/мин.} \quad n_{11} = \frac{1000 \cdot 30}{3,14 \cdot 11} = 868,6 \text{ об/мин.}$$

$$n_6 = \frac{1000 \cdot 30}{3,14 \cdot 30} = 318,4 \text{ об/мин.} \quad n_{12} = \frac{1000 \cdot 60}{3,14 \cdot 12} = 1592,4 \text{ об/мин.}$$

Округлим полученные частоты до стандартных значений частот обрабатывающих головок:

$$\begin{aligned} n_1 &= 315 \text{ об/мин.} & n_7 &= 500 \text{ об/мин.} \\ n_2 &= 240 \text{ об/мин.} & n_8 &= 500 \text{ об/мин.} \\ n_3 &= 240 \text{ об/мин.} & n_9 &= 900 \text{ об/мин.} \\ n_4 &= 240 \text{ об/мин.} & n_{10} &= 900 \text{ об/мин.} \end{aligned}$$

$$n_5=35 \text{ об/мин.} \quad n_{11}=850 \text{ об/мин.}$$

$$n_6=315 \text{ об/мин.} \quad n_{12}=1600 \text{ об/мин.}$$

2.Определение действительных скоростей резания.

Рассчитаем действительные скорости резания по формуле:

$$V_{u.д.} = \frac{\pi \cdot d_u \cdot n_{ун}}{1000} \quad (83)$$

$$V_{1д.} = \frac{3,14 \cdot 50 \cdot 315}{1000} = 49,4 \text{ м/мин.} \quad V_{7д.} = \frac{3,14 \cdot 500 \cdot 15}{1000} = 23,6 \text{ м/мин.}$$

$$V_{2д.} = \frac{3,14 \cdot 250 \cdot 240}{1000} = 188,4 \text{ м/мин.} \quad V_{8д.} = \frac{3,14 \cdot 500 \cdot 19}{1000} = 29,8 \text{ м/мин.}$$

$$V_{3д.} = \frac{3,14 \cdot 240 \cdot 215}{1000} = 162 \text{ м/мин.} \quad V_{9д.} = \frac{3,14 \cdot 900 \cdot 16}{1000} = 45,2 \text{ м/мин.}$$

$$V_{4д.} = \frac{3,14 \cdot 240 \cdot 130}{1000} = 98 \text{ м/мин.} \quad V_{10д.} = \frac{3,14 \cdot 900 \cdot 20}{1000} = 56,5 \text{ м/мин.}$$

$$V_{5д.} = \frac{3,14 \cdot 35 \cdot 315}{1000} = 34,6 \text{ м/мин.} \quad V_{11д.} = \frac{3,14 \cdot 850 \cdot 11}{1000} = 29,4 \text{ м/мин.}$$

$$V_{6д.} = \frac{3,14 \cdot 315 \cdot 30}{1000} = 29,7 \text{ м/мин.} \quad V_{12д.} = \frac{3,14 \cdot 1600 \cdot 12}{1000} = 60,3 \text{ м/мин.}$$

3.Определение штучного времени.

$$T_{шт} = T_o + T_v \quad (84)$$

T_o – основное время;

T_v – вспомогательное время.

T_v найдем по паспорту станка.

$$T_B = 1,2 \text{ мин.}$$

T_0 найдём для каждого перехода:

$T_{01}=1,3$ МИН.

$$T_{02} + T_{03} + T_{04} = 0,55 \text{ мин.}$$

$T_{05}=0,9$ МИН.

$$T_{06}=0,3 \text{ мин.}$$

$$T_{07} + T_{08} = 0,3 \text{ мин.}$$

$$T_{09} + T_{010} = 0,4 \text{ мин.}$$

$$T_{011} + T_{012} = 0,7 \text{ мин.}$$

$$T_{\text{шт}} = 1,2 + 1,3 + 0,55 + 0,9 + 0,3 + 0,3 + 0,4 + 0,7 = 5,65 \text{ мин.}$$

Определим такт выпуска детали по формуле:

$$\tau_{\epsilon} = \frac{F_{\partial} \cdot 60}{N_{\Gamma}} \quad (85)$$

F_d – фонд эффективного времени;

 N_T – годовой план выпуска.

$$\tau_{\text{с}} = \frac{3987 \cdot 60}{400000} = 0,7 \text{ МИН.}$$

В массовом производстве необходимо выполнение условия:

$$T_{\text{шт}} = k\tau_{\text{B}}$$

k – целое число.

При $k=8$ $5,65 \sim 5,6$ – условие выполняется

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В работе были проведены расчеты привода с применением двухступенчатого цилиндрического редуктора.

В кинематическом расчете привода мы определяли расчетную мощность, выбирали электродвигатель, определяли крутящие моменты на валах, определяли контактные и изгибные напряжения для валов.

При расчете открытой передачи мы определяли геометрические параметры передачи.

Расчет валов состоит из двух этапов: проверочный и уточненный. По критериям сил в зацеплении выбирали подшипники. Сначала выполняли расчет на статическую прочность в проверочном расчете, а далее на усталостную прочность для наиболее опасного сечения в уточненном расчете, а так же выполнили эскизную компоновку редуктора.

Проводили расчет подшипников качения по динамической грузоподъемности.

Приняли муфту зубчатую. В расчете шпоночных соединений рассчитывали шпонку на смятие. Выбирали смазку редуктора и уровень масла в корпусе.

Проведенные расчеты, согласно которым данный редуктор удовлетворяет требованиям ГОСТ, определяют возможность использования данного редуктора на производстве.

Был выполнен технологический раздел ВКР, в котором были предложены и обоснован вариант последовательности сборки редуктора и изготовления корпусной детали типа крышка, а также посчитаны режимы резания при обработке плоскости разъёма.

Подп. и						№	СФУ ПИ БР 15.03.05-00.00.000 ПЗ	84
Взам.								
Инв.								
Подп. и								
Инв.								

Список использованных источников

1. Чернавский Курсовое проектирование деталей машин / С. А. Чернавский [и др.] М. : Машиностроение, 1988. 416 с.
2. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. М. : Издательский центр «Академия», 2004. 496 с.
3. Горбачев А.Ф., Чеботарёв В.Н. и др. Курсовое проектирование по технологии машиностроения. - Минск.1975.
4. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. - 5-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1982. - 728 с., ил.
5. Косилова А.Г., Мещерякова Р.К. Справочник технолога машиностроителя в 2-х т. - 4-е издание, перераб. И доп. - М.: Машиностроение, 1985. - ил.
6. Матвеев В.В., Тверской М.М., Бойков Ф.И. и др. Размерный анализ технологических процессов - М.: Машиностроение, 1982. - 264 с., ил.
7. Новиков М.П. Основы технологии сборки машин и механизмов – 5-е изд., М.: Машиностроение, 1980. – 592 с.
8. Гусев А.А. Технология машиностроения (специальная часть), М.: Машиностроение, 1986. – 480 с.
9. Боровков В.М. Методические указания по дисциплине "Проектирование заготовок", Тольятти: Тольяттинский Государственный Университет, 2002.
10. Радкевич, Я.М. Расчет припусков и межпереходных размеров в машиностроении – 2004.
11. Барановский Ю.В. "Режимы резания металлов": Справочник. - М.: Машиностроение, 1972. - 409 с.: ил.

Приложение А

Таблица 2 Проверочный расчет клиноременной передачи

Наименование параметра	Ведущий шкив	Ведомый шкив
Исходные данные		
Предварительное передаточное отношение	2,33	
Предварительное межцентровое расстояние, мм	310	
Тип ремня	кордшнуровой	
Частота вращения ведущего шкива, об/мин	2850	
Коэффициент динамичности нагрузки и режима работы	1,6	
Определяемые параметры		
Диаметр шкива, мм	100	224
Действительное передаточное отношение	2,263	
Действительное межцентровое расстояние, мм	330	
Обозначение ремня	А ГОСТ 1284.1-89	
Длина ремня, мм	1180	
Количество ремней	3	
Окружная скорость, м/с	14,923	14,773
Угол профиля канавок шкива	34°00'	38°00'
Наружный диаметр шкива, мм	106,6	230,6
Глубина канавок шкива, мм	12	12
Ширина канавки по наружному диаметру шкива, мм	13	13,3
Расстояние между осями канавок, мм	15	15
Расстояние между осью крайней канавки и ближайшим торцом шкива, мм	10	10
Ширина шкива, мм	50	50
Допускаемая мощность, кВт	7,324	
Допускаемое напряжение, МПа	3,402	

Подп. и	
Взам.	
Инв.	
Подп. и	
Инв.	

СФУ ПИ БР 15.03.05-00.00.000 ПЗ

Приложение Б

Таблица 3. Геометрический расчет цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления

Наименование параметра	Ведущее колесо	Ведомое колесо
Исходные данные		
Число зубьев	21	104
Модуль, мм	2	
Угол наклона зубьев	0°00'00"	
Угол профиля исходного контура	20°00'00"	
Коэффициент высоты головки зуба	1	
Коэффициент радиального зазора	0,25	
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой	0,38	
Ширина зубчатого венца, мм	36	31
Коэффициент смещения исходного контура	0	0
Степень точности	9-C	9-C
Определяемые параметры		
Передаточное число	4,952	
Межосевое расстояние, мм	125	
Делительный диаметр, мм	42	208
Диаметр вершин зубьев D_a , мм	46	212
Диаметр впадин зубьев D_f , мм	37	203
Диаметр начальной окружности D_w , мм	42	208
Угол зацепления	20°00'00"	
Контролируемые и измерительные параметры		
Постоянная хорда, мм	2,774	2,774
Высота до постоянной хорды, мм	1,495	1,495
Радиус кривизны профиля R_{os} , мм	8,658	37,046
Радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке, мм	1,701	30,938
Условие $R_{os} > R_{op}$	выполнено	выполнено
Число зубьев в длине общей нормали	3	12
Длина общей нормали, мм	15,349 -0,07 -0,19	70,812 -0,11 -0,25

Подп. и

Взам.

Инв.

Подп. и

Инв.

№

СФУ ПИ БР 15.03.05-00.00.000 ПЗ

87

Инв.	Подп. и	Инв.	Взам.	Подп. и

1111

Таблица 4. Расчет на прочность при действии максимальной нагрузки цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления

Наименование параметра	Ведущее колесо	Ведомое колесо
Исходные данные		
Число зубьев	21	104
Модуль, мм	2	
Угол наклона зубьев	0°00'00"	
Угол профиля исходного контура	20°00'00"	
Ширина зубчатого венца, мм	36	31
Коэффициент смещения исходного контура	0	0
Степень точности	9-C	9-C
Вариант схемы расположения передачи	3	
Марка материала	40X	40X
Твердость активных поверхностей зубьев, HRC	30	30
Расчетная нагрузка, Н*м	31	
Частота вращения ведущего зубчатого колеса, об/мин	1223,2	
Определяемые параметры		
Окружная скорость в зацеплении, м/с	2,69	
Расчет на контактную прочность		
Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки	1,094	
Удельная окружная сила, Н/мм	5,919	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку	1,124	
Исходная сила, Н	1476,19	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	58,553	
Расчетное контактное напряжение, МПа	535,692	
Допускаемое контактное напряжение, МПа	1785	1785
Коэффициент запаса по контактным напряжениям	3,332	3,332
Расчет на прочность при изгибе		
Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки	1,221	
Удельная окружная сила, Н/мм	15,785	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку	1,331	
Исходная сила, Н	1476,19	

Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	58,553	
Расчетное контактное напряжение, МПа	535,692	
Допускаемое контактное напряжение, МПа	1785	1785
Коэффициент запаса по контактным напряжениям	3,332	3,332
<i>Расчет на прочность при изгибе</i>		
Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки	1,221	
Удельная окружная сила, Н/мм	15,785	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку	1,331	
Исходная сила, Н	1476,19	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	77,399	
Расчетное напряжение изгиба, МПа	158,612	139,198
Допускаемое напряжение изгиба, МПа	1058	1058
Коэффициент запаса по напряжениям изгиба	6,883	7,843

Таблица 5. Расчет на выносливость цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления

Наименование параметра		Ведущее колесо	Ведомое колесо
Исходные данные			
Число зубьев		21	104
Модуль, мм		2	
Угол наклона зубьев		0°00'00"	
Угол профиля исходного контура		20°00'00"	
Ширина зубчатого венца, мм		38	31
Коэффициент смещения исходного контура		0	0
Степень точности		9-C	9-C
Вариант схемы расположения передачи		3	
Марка материала		40X	40X
Твердость активных поверхностей зубьев, HRC		30	30
Число сателлитов		1	
Функциональное назначение ведущего колеса		Солнечная шестерня	
Базовое число циклов перемены напряжений, миллионы	контакт	23,375	23,375
	изгиб	4	4
Предел выносливости по контакту, соответствующий базовому числу циклов, МПа		1288	1288
Коэффициент безопасности (контакт)		1,2	1,2
Предел выносливости по изгибу, соответствующий базовому числу циклов, МПа		820	820
Коэффициент безопасности (изгиб)		1,55	1,55
Коэффициент учитывающий шероховатость		1	1
Базовый ресурс, час		1500	

Режимы нагружения передачи						
Исходная нагрузка, Н·м		Частота вращения ведущего колеса, об/мин	Число циклов нагружения, миллионы	Контактное напряжение, МПа	Напряжение изгиба, МПа	
					Ведущее колесо	Ведомое колесо
контакт	изгиб					
31	31	1223,2	3,5	535,69	129,93	114,03
Определяемые параметры						
Ресурс по контакту, час				999999	999999	
Ресурс по изгибу, час				999999	999999	

Приложение В

Таблица 6. Геометрический расчет цилиндрической передачи внешнего зацепления тихоходной ступени.

Наименование параметра	Ведущее колесо	Ведомое колесо
Исходные данные		
Число зубьев	24	96
Модуль, мм	3	
Угол наклона зубьев	0°00'00"	
Угол профиля исходного контура	20°00'00"	
Коэффициент высоты головки зуба	1	
Коэффициент радиального зазора	0,25	
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой	0,38	
Ширина зубчатого венца, мм	95	90
Коэффициент смещения исходного контура	0	0
Степень точности	9-C	9-C
Определяемые параметры		
Передаточное число	4	
Межосевое расстояние, мм	180	
Делительный диаметр, мм	72	288
Диаметр вершин зубьев D_a , мм	78	294
Диаметр впадин зубьев D_f , мм	64,5	280,5
Диаметр начальной окружности D_w , мм	72	288
Угол зацепления	20°00'00"	
Контролируемые и измерительные параметры		
Постоянная хорда, мм	4,161	4,161
Высота до постоянной хорды, мм	2,243	2,243
Радиус кривизны профиля R_{os} , мм	14,527	51,485
Радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке, мм	4,13	42,157
Условие $R_{os} > R_{op}$	выполнено	выполнено
Число зубьев в длине общей нормали	3	11
Длина общей нормали, мм	23,149 -0,07 -0,19	97,026 -0,12 -0,26

Подп. и

Взам.

Инв.

Подп. и

Инв.

СФУ ПИ БР 15.03.05-00.00.000 ПЗ

91

№

Продолжение таблицы 6.

Наименование параметра	Ведущее колесо	Ведомое колесо
Радиус кривизны профиля Row, мм	11,575	48,513
Радиус кривизны профиля Roa, мм	19,408	57,434
Условие Row < Roa	выполнено	выполнено
Диаметр ролика Dr, мм	5,455	5,455
Угол профиля на окружности центра ролика	25°01'40"	21°30'45"
Диаметр окружности через центр ролика, мм	74,669	290,696
Радиус кривизны профиля Rom, мм	13,067	50,609
Условие Rom < Roa	выполнено	выполнено
Размер по роликам, мм	80,124 -0,165 -0,449	296,351 -0,327 -0,709
Условие Dd + Dr > Da	выполнено	выполнено
Условие Dd - Dr > Df	выполнено	выполнено
Нормальная толщина, мм	4,712	4,712
<i>Проверка качества зацепления по геометрическим показателям</i>		
Коэффициент наименьшего смещения Xmin	-0,404	-4,615
Условие X > Xmin	выполнено	выполнено
Радиус кривизны в граничной точке профиля Rol, мм	3,541	40,479
Условие отсутствия интерференции Rol < Rop	выполнено	выполнено
Условие отсутствия подрезания Rol > 0	выполнено	выполнено
Нормальная толщина на поверхности вершин, мм	2,147	2,417
Коэффициент перекрытия	1,725	

Инв.	Подп. и	Инв.	Взам.	Подп. и	<div> <div>коэффициент перекрестия</div> <div>1,142</div> </div>	<div> <div>№</div> <div>15.03.05-00.00.000 ПЗ</div> </div>	92

Таблица 7. Расчет на прочность при действии максимальной нагрузки цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления

Наименование параметра	Ведущее колесо	Ведомое колесо
Исходные данные		
Число зубьев	24	96
Модуль, мм	3	
Угол наклона зубьев	0°00'00"	
Угол профиля исходного контура	20°00'00"	
Ширина зубчатого венца, мм	95	90
Коэффициент смещения исходного контура	0	0
Степень точности	9-C	9-C
Вариант схемы расположения передачи	7	
Марка материала	40X	40X
Твердость активных поверхностей зубьев, HRC	30	30
Расчетная нагрузка, Н*м	150	
Частота вращения ведущего зубчатого колеса, об/мин	244,6	
Определяемые параметры		
Окружная скорость в зацеплении, м/с	0,922	
Расчет на контактную прочность		
Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки	1,356	
Удельная окружная сила, Н/мм	2,709	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку	1,059	
Исходная сила, Н	4166,667	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	66,464	
Расчетное контактное напряжение, МПа	443,374	
Допускаемое контактное напряжение, МПа	1785	1785
Коэффициент запаса по контактным напряжениям	4,026	4,026
Расчет на прочность при изгибе		
Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки	1,104	
Удельная окружная сила, Н/мм	7,225	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку	1,156	
Исходная сила, Н	4166,667	

Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	59,074	
Расчетное напряжение изгиба, МПа	79,159	71,037
Допускаемое напряжение изгиба, МПа	1058	1058
Коэффициент запаса по напряжениям изгиба	13,414	14,948

Подп. и
Взам.
Инв.
Подп. и
Инв.

Таблица 8. Расчет на выносливость по ГОСТ 21354-87 цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления

Наименование параметра		Ведущее колесо	Ведомое колесо
Исходные данные			
Число зубьев		24	96
Модуль, мм		3	
Угол наклона зубьев		0°00'00"	
Угол профиля исходного контура		20°00'00"	
Ширина зубчатого венца, мм		95	90
Коэффициент смещения исходного контура		0	0
Степень точности		9-C	9-C
Вариант схемы расположения передачи		7	
Марка материала		40X	40X
Твердость активных поверхностей зубьев, HRC		30	30
Число сателлитов		1	
Функциональное назначение ведущего колеса		Солнечная шестерня	
Базовое число циклов перемены напряжений, миллионы	контакт	23,375	23,375
	изгиб	4	4
Предел выносливости по контакту, соответствующий базовому числу циклов, МПа		1288	1288
Коэффициент безопасности (контакт)		1,2	1,2
Предел выносливости по изгибу, соответствующий базовому числу циклов, МПа		820	820

Режимы нагружения передачи						
Исходная нагрузка, Н·м		Частота вращения ведущего колеса, об/мин	Число циклов нагружения, миллионы	Контактное напряжение, МПа	Напряжение изгиба, МПа	
					Ведущее колесо	Ведомое колесо
контакт	изгиб					
150	150	244,6	3,5	443,37	71,72	64,38
Определяемые параметры						
Ресурс по контакту, час				999999	999999	
Ресурс по изгибу, час				999999	999999	

Подп. и

Взам.

Инв.

Подп. и

Инв.

Приложение Г

Таблица 9. Расчет подшипников на грузоподъемность и долговечность

ShaftCalc		Прикладная библиотека расчета валов и подшипников	
Наименование параметра		Обоз.	Значение (свойство)
1		2	3
Исходные данные			
Первый подшипник	ГОСТ на подшипник	---	8338-75
	Обозначение подшипника	---	210
	Наружный диаметр*, мм	D	90.00
	Внутренний диаметр*, мм	d	50.00
	Угол контакта*, градус	α	0.00
	Подвижное кольцо	---	внутреннее
Второй подшипник	ГОСТ на подшипник	---	8338-75
	Обозначение подшипника	---	210
	Наружный диаметр*, мм	D	90.00
	Внутренний диаметр*, мм	d	50.00
	Угол контакта*, градус	α	0.00
	Подвижное кольцо	---	внутреннее
Температурный режим, градус Цельсия		t	до 125
Вид нагружения		---	спокойный
Рассчитываемые параметры			
В первом подшипнике	Осевая сила, Н	Ra	0.00
	В гор. плоскости, Н	Rh	2074.16
	В верт. плоскости, Н	Rv	3240.85
	Эквивалентная нагрузка, Н	Pe	3847.76
	Базовая статическая грузоподъемность*, кН	C	35.10
	Базовая динамическая грузоподъемность*, кН	Co	19.80
	Ресурс подшипника, час	Lh	207064.89
	Условие по ресурсу	---	Выполнено
Во втором подшипнике	Осевая сила, Н	Ra	0.00
	В гор. плоскости, Н	Rh	2092.84
	В верт. плоскости, Н	Rv	24.15
	Эквивалентная нагрузка, Н	Pe	2092.98
	Базовая статическая грузоподъемность*, кН	C	35.10
	Базовая динамическая грузоподъемность*, кН	Co	19.80
	Ресурс подшипника, час	Lh	1286566.35
	Условие по ресурсу	---	Выполнено

Перв. примен.		Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
Справ. №						Документация			
					СФУ ПИ БР 15.03.05-00.000.00.000 СБ	Пояснительная записка	1		
					СФУ ПИ БР 15.03.05-00.00.00.000 СБ	Сборочный чертеж	1		
						Сборочные единицы			
			1		СФУ ПИ БР 15.03.05-00.01.00.000 СБ	Редуктор	1		
			2		СФУ ПИ БР 15.03.05-00.02.00.000 СБ	Натяжное устройство	1		
			3		СФУ ПИ БР 15.03.05-00.03.00.000 СБ	Рама	1		
			4		СФУ ПИ БР 15.03.05-00.04.00.000 СБ	Муфта	1		
						Детали			
			5		СФУ ПИ БР 15.03.05-00.01.00.001	Шкив ведущий	1		
			6		СФУ ПИ БР 15.03.05-00.01.00.002	Шкив ведомый	1		
						Стандартные изделия			
Подп. и дата									
			7			Болт ГОСТ 7796-70 М6х12	2		
			8			М12х25	4		
Инв. № подл.					СФУ ПИ БР 15.03.05-00.01.00.000				
	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата				
	Разраб.	Кварацхелия Н.Б.				Привод	Лит.	Лист	Листов
	Пров.	Зеленкова Е.Г.						1	2
	Н.контр.	Зеленкова Е.Г.					СФУ ПИ ЗМТ 12-14Б		
Утв.	Головин М.П.								

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

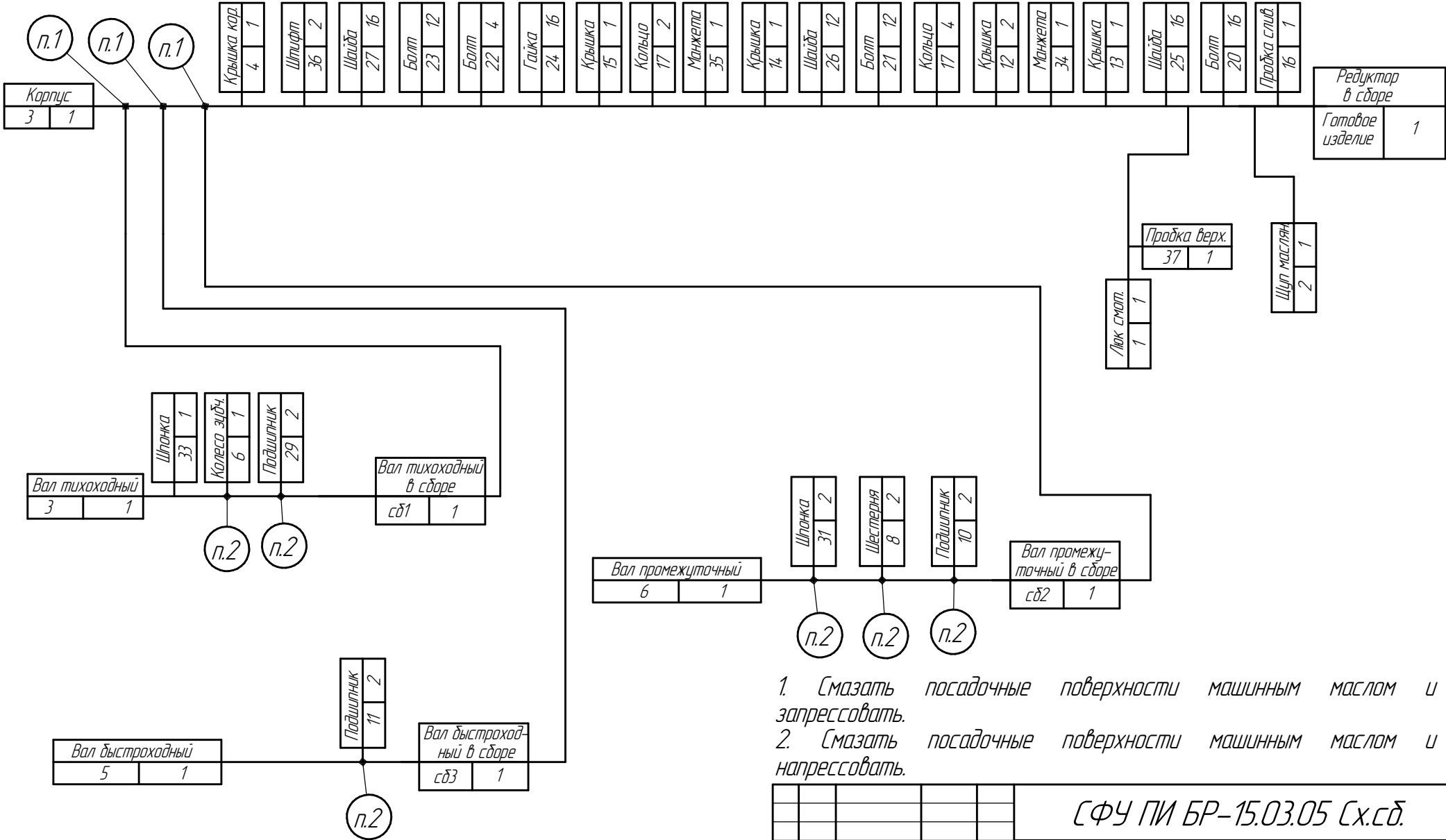
Инд. № дудл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инд. № подл.

СФУ ПИ БР-15.03.05 Сх.сд



1. Смазать посадочные поверхности машинным маслом и запрессовать.
2. Смазать посадочные поверхности машинным маслом и напрессовать.

СФУ ПИ БР-15.03.05 Сх.сд.				Схема сборки		
Изм./Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лист	Масса	Масштаб
Разраб.	Катарева Н.Б.			У		δ/М
Проб.	Зеленкова Е.Г.			Лист	Листов	
Т.контр.						
Н.контр.	Зеленкова Е.Г.					
Утв.	Головин М.П.					

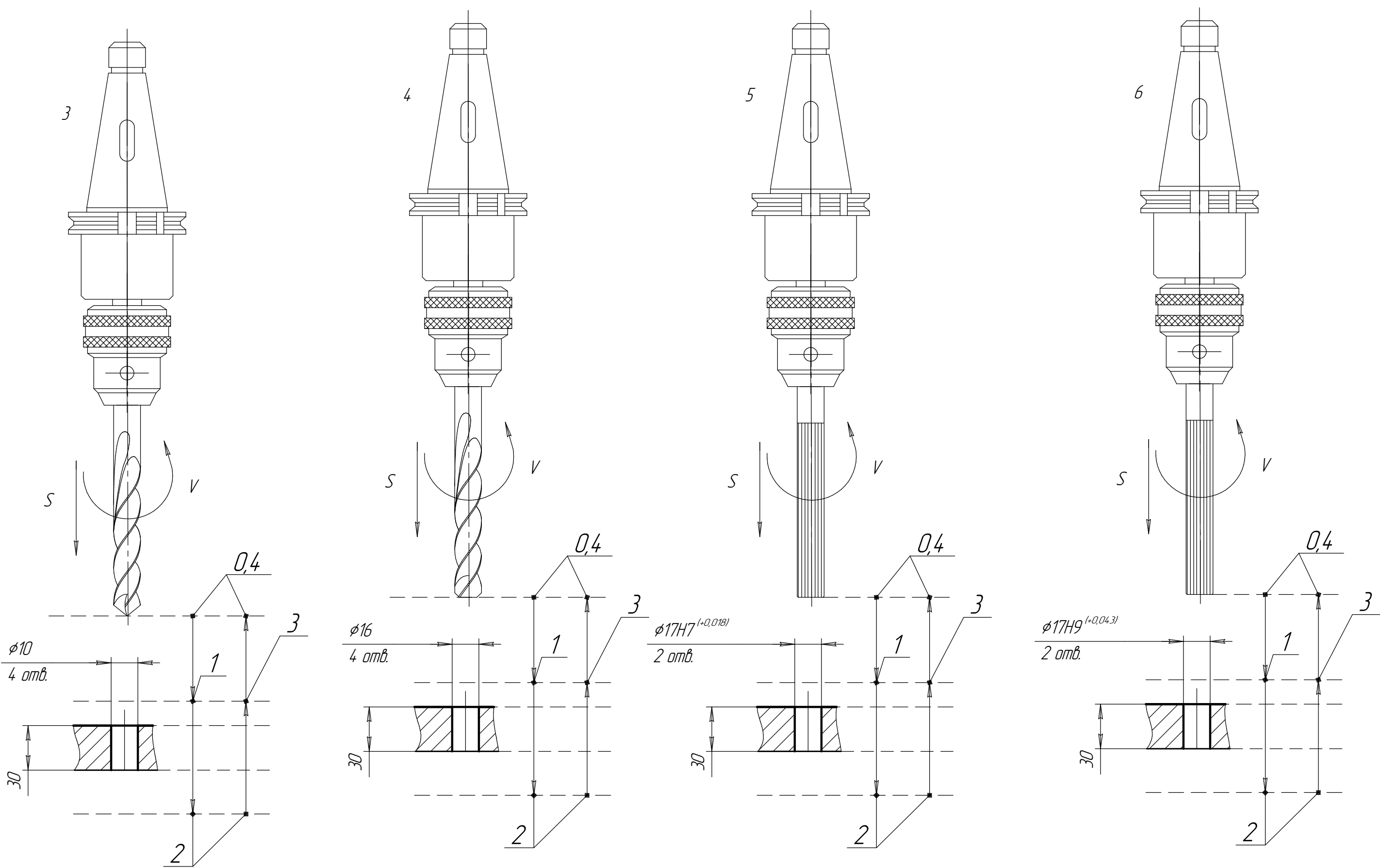
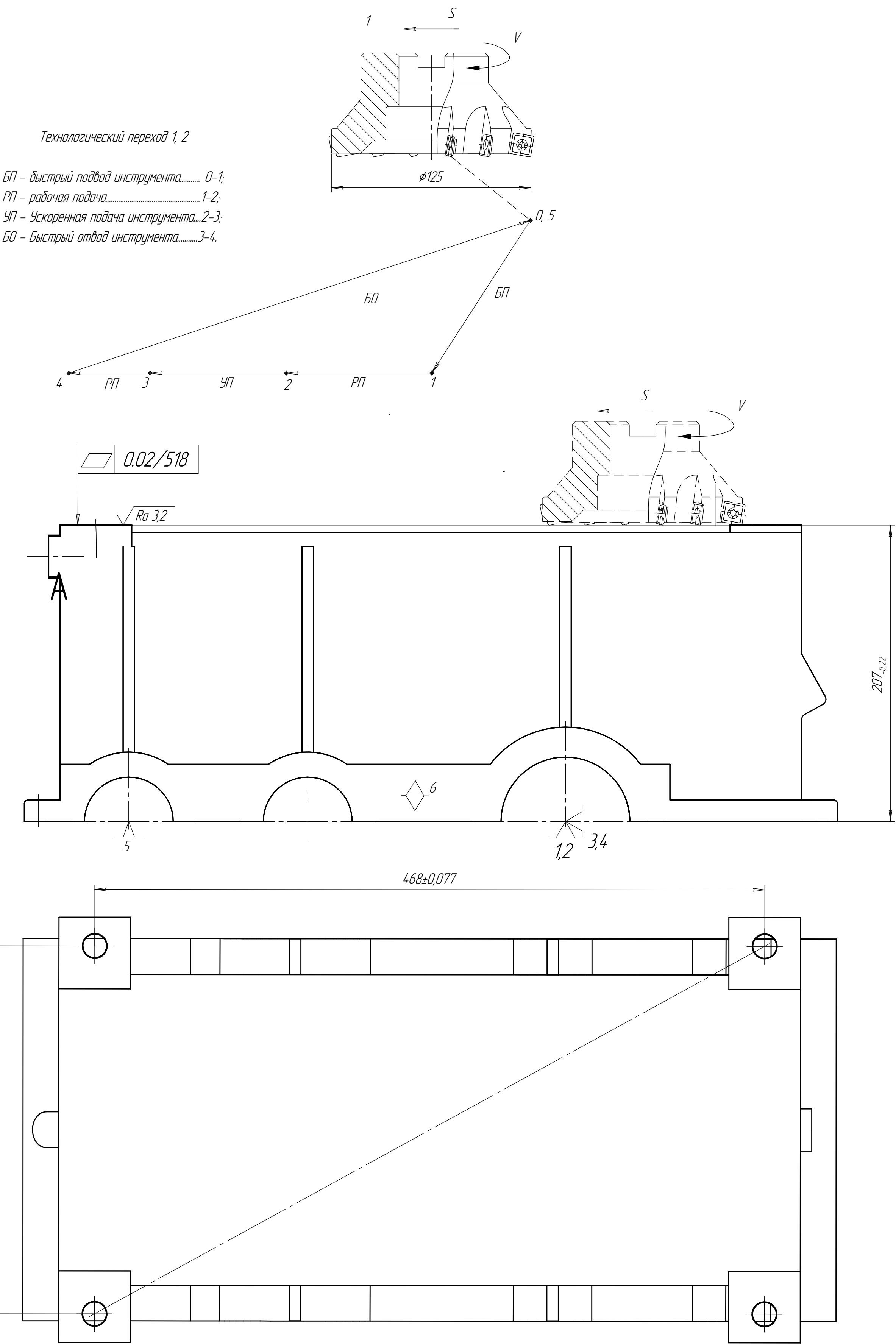
				СФУ ПИ БР-15.03.05-002			
Изм./Лист	№ докум.	Подп.	Дата	последовательность <i>1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30 31 32 33 34 35 36 37 38 39 40 41 42 43 44 45 46 47 48 49 50 51 52 53 54 55 56 57 58 59 60 61 62 63 64 65 66 67 68 69 70 71 72 73 74 75 76 77 78 79 80 81 82 83 84 85 86 87 88 89 90 91 92 93 94 95 96 97 98 99 100</i>	Лист	Масса	Масштаб
Разработ. Проб. Т. контр.	Исполнитель/Исполн. Зеленкова Е.Г.				4		δ/М
Исполн. Умб.	Зеленкова Е.Г. Головин М.П.				Лист	Листов	
				Исполн. ЗМР-16			

Номер, наименование операции (перехода)	Оборудование	Операционный эскиз	Номер, наименование операции (перехода)	Оборудование	Операционный эскиз
9. Фрезеровать боковые стороны на проход, выдерживая размер 21 начерно, с припуском под дальнейшую обработку ; 10. Фрезеровать боковые стороны на проход, выдерживая размер 21 начисто ; 11. Расточить начерно центральные отверстия $\phi 62H7$ (база I, II), выдерживая размеры 22, 23, 25, 26, 27 на проход; 12. Расточить начисто центральные отверстия $\phi 62H7$ (база I, II), выдерживая размеры 22, 23, 25, 26, 27 на проход; 13. Тонкое растачивание центральных отверстий $\phi 62H7$ на проход выдерживая размеры 22, 23, 25, 26, 27; 14. Расточить начерно центральное отверстие $\phi 90H7$ выдерживая размеры 23, 24, 27, на проход; 15. Расточить начисто центральное отверстие $\phi 90H7$ выдерживая размеры 23, 24, 27, на проход; 16. Тонкое растачивание центрального отверстия $\phi 90H7$ на проход выдерживая размеры 23, 24, 27;	<p>Инструмент</p> <p>1. Фреза торцовая; 2. Оправка расточная; 3. Резец расточной державочный; 4. Сверло $\phi 6,7$; 5. Мелчик машинный М8-6Н;</p> <p>Оснастка</p> <p>Специализированная оснастка для установки заготовки на два установочных пальца (цилиндрический и ромбический) отверстиями в основании</p>		19. Сверлить 28 отверстий $\phi 6,7$ под нарезание резьбы выдерживая размеры 28, 29, 30; 20. Нарезать резьбу М8х1,25-7Н в 28 отверстиях выдерживая размер 31, 32, 33, 34,;		

Операция 005 Фрезерно-сверлильная

ТП 1; ТП 2; ТП 3; ТП 4; ТП 5; ТП 6.

ТП 1; ТП 2



Технологический переход 3, 4, 5, 6

БП - быстрый подвод инструмента..... 0-1;
РП - рабочая подача..... 1-2;
БО - Быстрый отвод инструмента..... 2-3

Сводная таблица используемого инструмента и режимов резания.

Переход	№ инстр.	Инструмент	Режимы резания			
			t, мм.	S, мм./об	n, об./мин.	V, м./мин.
1. Фрезеровать предварительно плоскость разъема, выдерживая размер 207(-0,22) мм.	1	Фреза паркетная черновая Seco R22053-0080-09-5C; пластины черновые Seco SE1409134FIN-MC6M-P2500	1,3	0,2	280	110
2. Фрезеровать окончательно плоскость разъема, выдерживая размер 207(-0,22) мм.	2	Фреза паркетная чистовая Seco R22053-0100M-09-8CA; пластины чистовые Seco SE1409134FIN-MC6M-P2500	0,2	0,2	600	235
3. Сверлить 4 отв. $\phi 10$, выдерживая размеры 257±0,065 мм 468±0,077 мм	3	Сверло Seco Feedmax SD205A-10.0-56-12R1-M	5	0,23	1600	95
4. Зенкеровать 4 отв. $\phi 16$, выдерживая размеры 257±0,065 мм 468±0,077 мм.	4	Зенкер Seco Feedmax SD205A-16.0-56-12R1-M	8	0,23	1600	95
5. Развернуть по диагонали 2 отв. $\phi 17$ H9, выдерживая размеры 257±0,065 мм 468±0,077 мм.	5	Развертка Seco Feedmax SD205A-14.8-56-12R1-S	8,5	0,23	1600	102
6. Развернуть по диагонали 2 отв. $\phi 17$ H7, выдерживая размеры 257±0,065 мм 468±0,077 мм.	6	Развертка Seco Feedmax SD205A-14.8-56-12R1-S	8,5	0,1	650	68

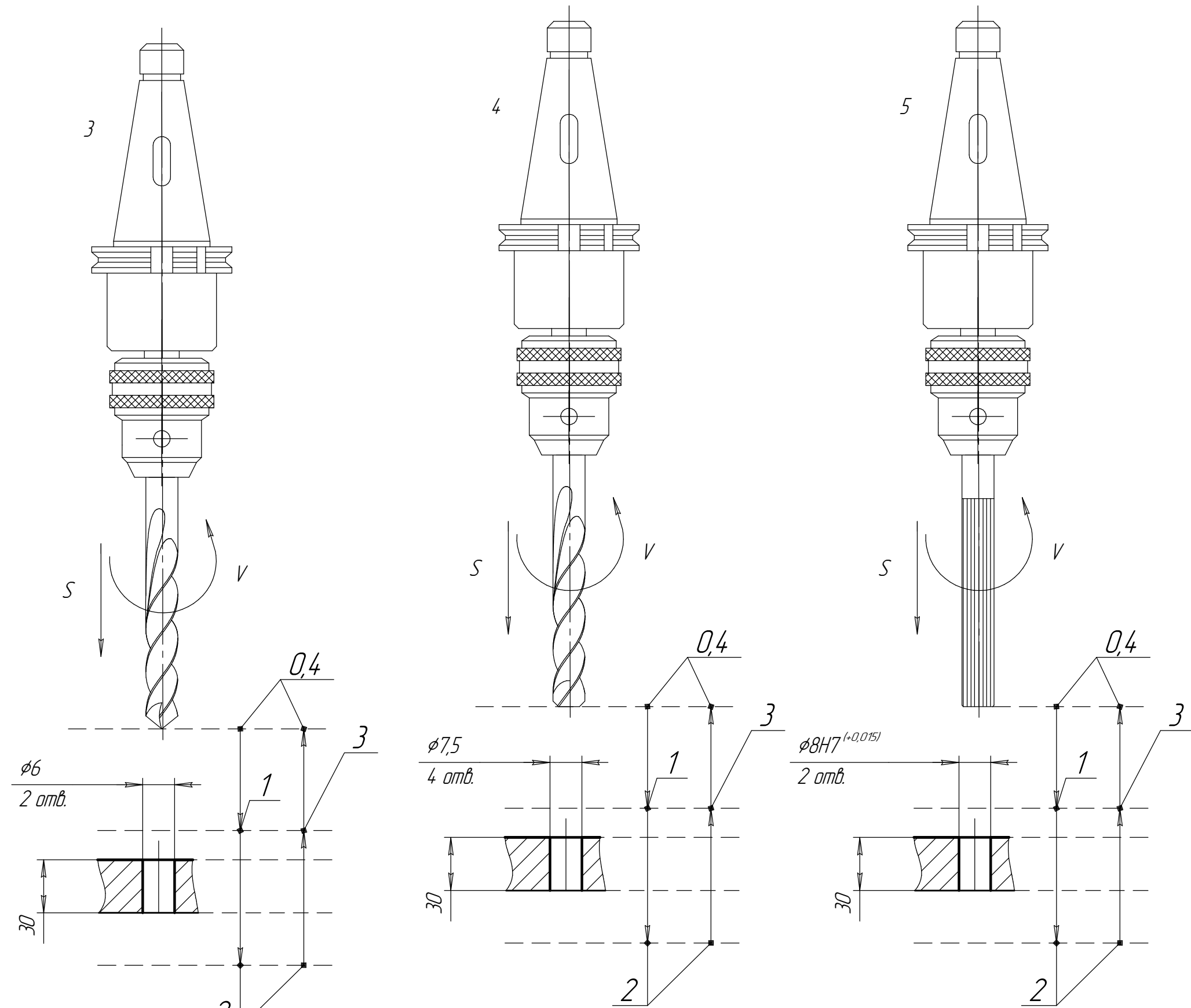
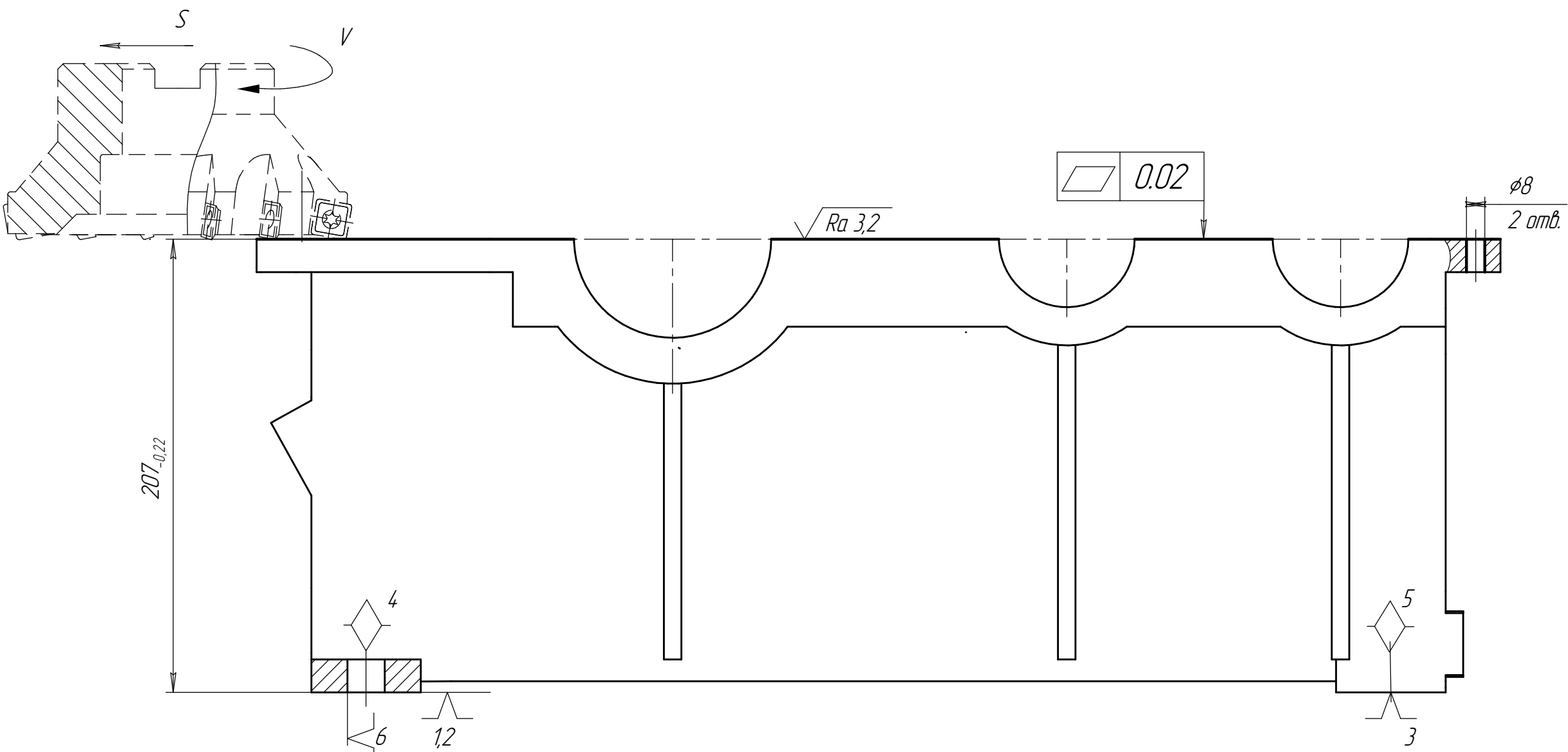
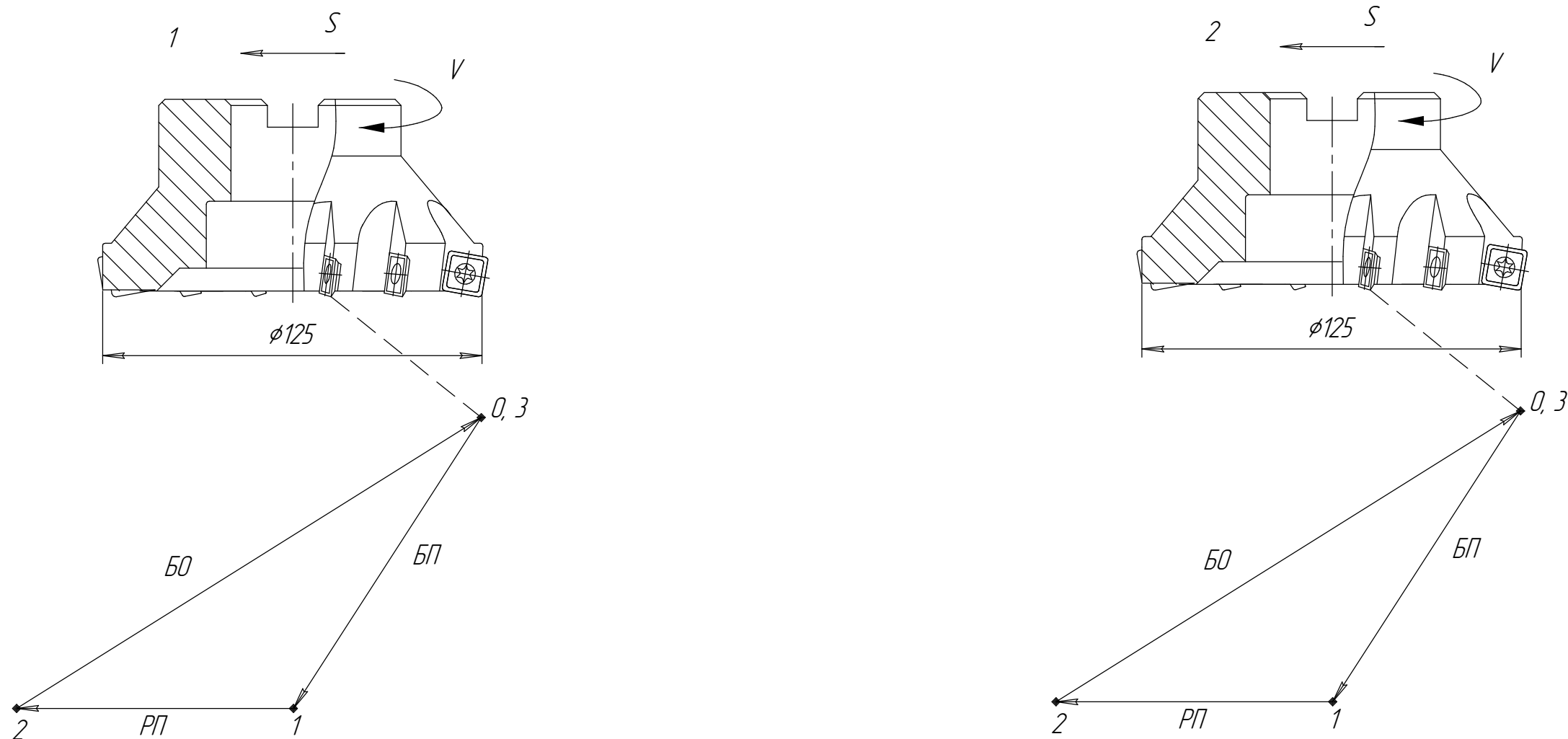
СФУ ПИ БР-15.03.05-003				Наладка		
Изм. Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лист	Масса	Масштаб
Разработ. Козлова Н.Б.	Козлова Н.Б.			У		δ/м
Проб. Зеленцова Е.Г.	Зеленцова Е.Г.			Лист	Листов	
Т.контр.				МСФар 3112-16		
Н.контр. Зеленцова Е.Г.	Зеленцова Е.Г.			Копировал		
Утв. Головин М.П.	Головин М.П.			Формат А1		

ТП 7; ТП 8

ТП 9; ТП 10; ТП 11.

Технологический переход 7, 8

БП – быстрый подвoд инструмента..... 0-1;
РП – рабочая подача.....1-2;
Б0 – Быстрый отвод инструмента.....2-3;

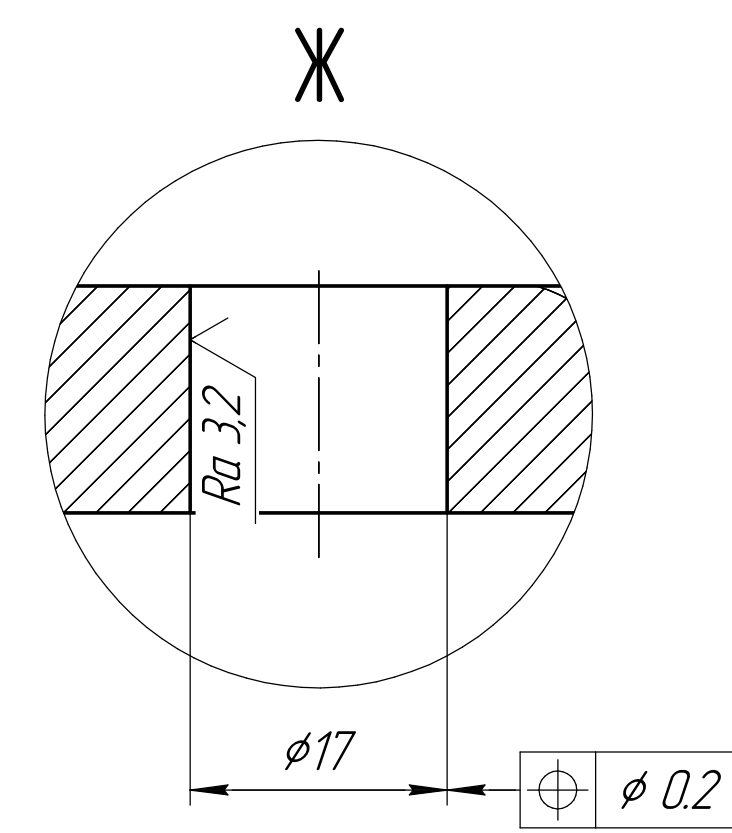
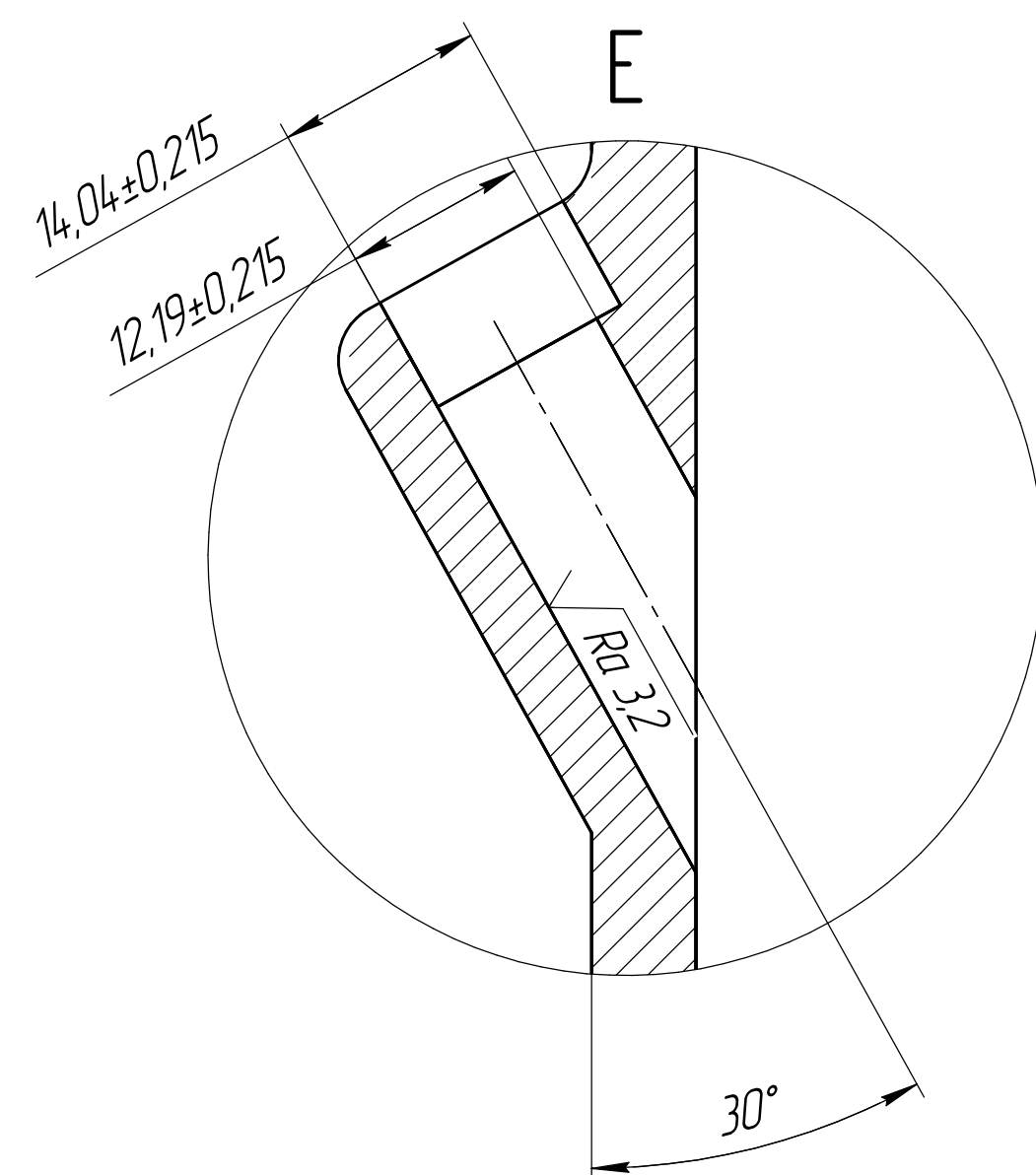
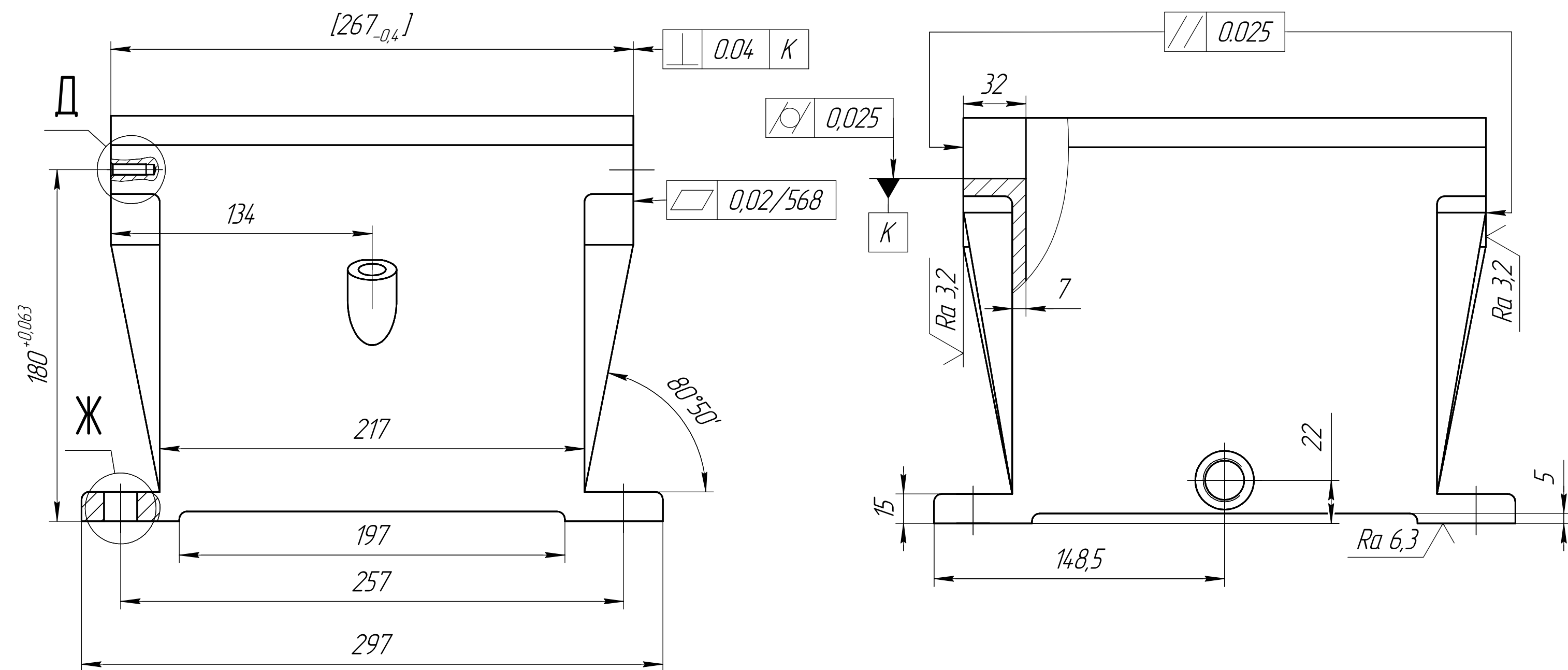


Технологический переход 3, 4, 5, 6

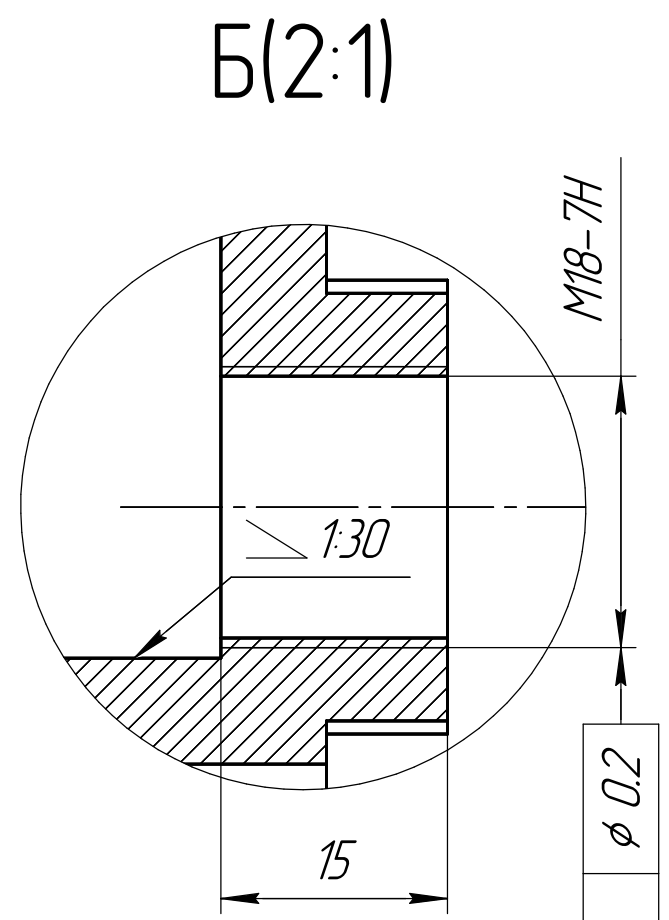
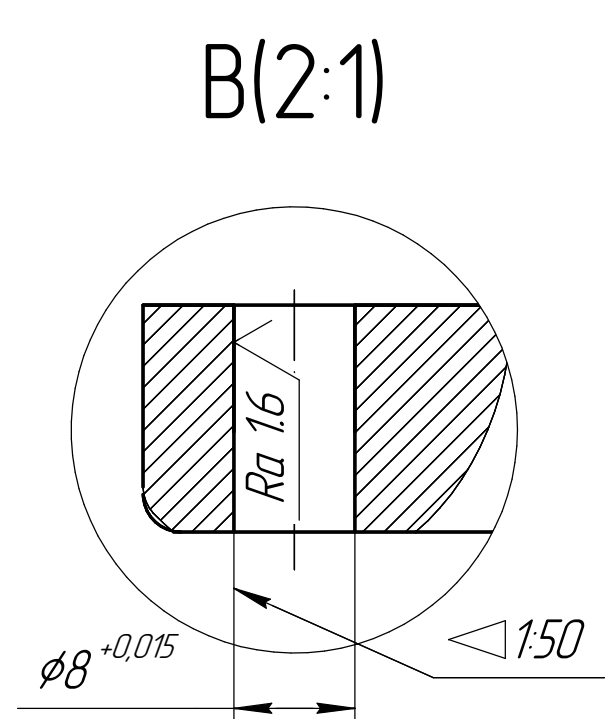
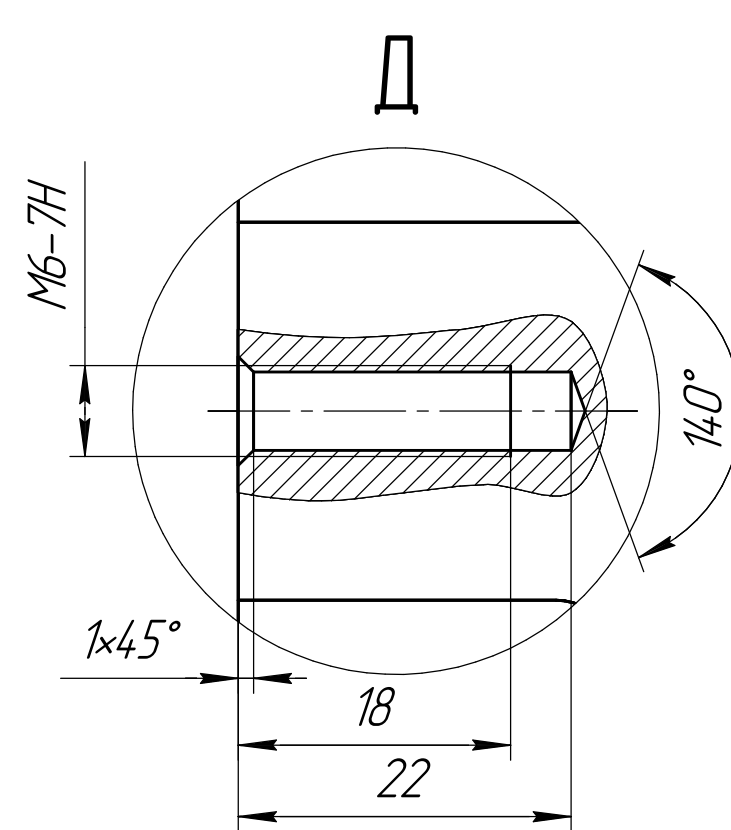
БП – быстрый подвoд инструмента..... 0-1;
РП – рабочая подача.....1-2;
Б0 – Быстрый отвод инструмента.....2-3

Сводная таблица используемого инструмента и режимов резания.

Переход	№ инстр.	Инструмент	Режимы резания			
			t, мм.	S, мм./об	n, об./мин.	V, м./мин.
1. Фрезеровать предварительно плоскость разъема, выдерживая размер 207(-0,22) мм.	1	Фреза твердая чернаяй Seco R22053-0280-09-S; пластины черные Seco SD-M09T34FIN-MC8-MP2SD	1,3	0,2	280	110
2. Фрезеровать окончательно плоскость разъема, выдерживая размер 207(-0,22) мм.	2	Фреза твердая чернаяй Seco R22053-0100M-09-8A; пластины черные Seco SD-M09T34FIN-MC8-MP2SD	0,2	0,2	600	235
3. Сверлить 2 отв. 6, выдерживая размеры 40,5±0,047 мм, 9±0,015 мм, 200±0,057 мм.	3	Сверло Seco Feedmax SD205A-6.0-56-12R1-M	3	0,23	1600	95
4. Зенкеровать 2 отв. 7,5, выдерживая размеры 40,5±0,047 мм, 9±0,015 мм, 200±0,057 мм.	4	Зенкер Seco Feedmax SD205A-7.5-56-12R1-M	3,75	0,23	1600	95
5. Развернуть 2 отв. 8H7, выдерживая размеры 40,5±0,047 мм, 9±0,015 мм, 200±0,057 мм.	5	Развертка Seco Feedmax SD205A-8.0-56-12R1-S	4	0,23	1600	102

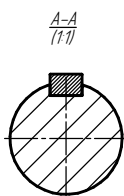
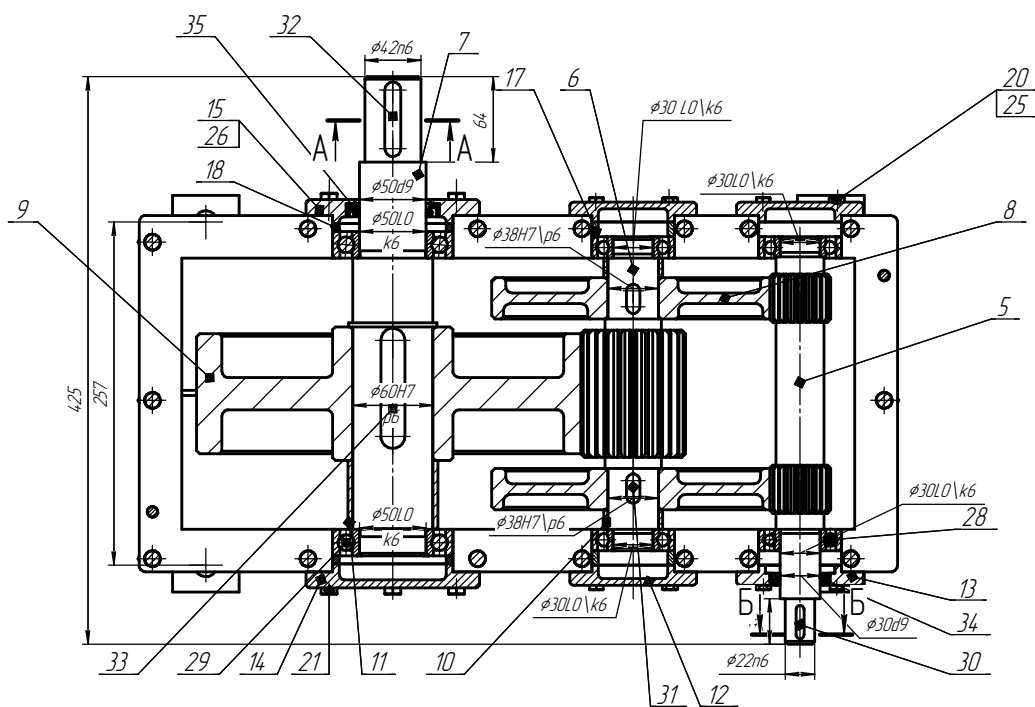
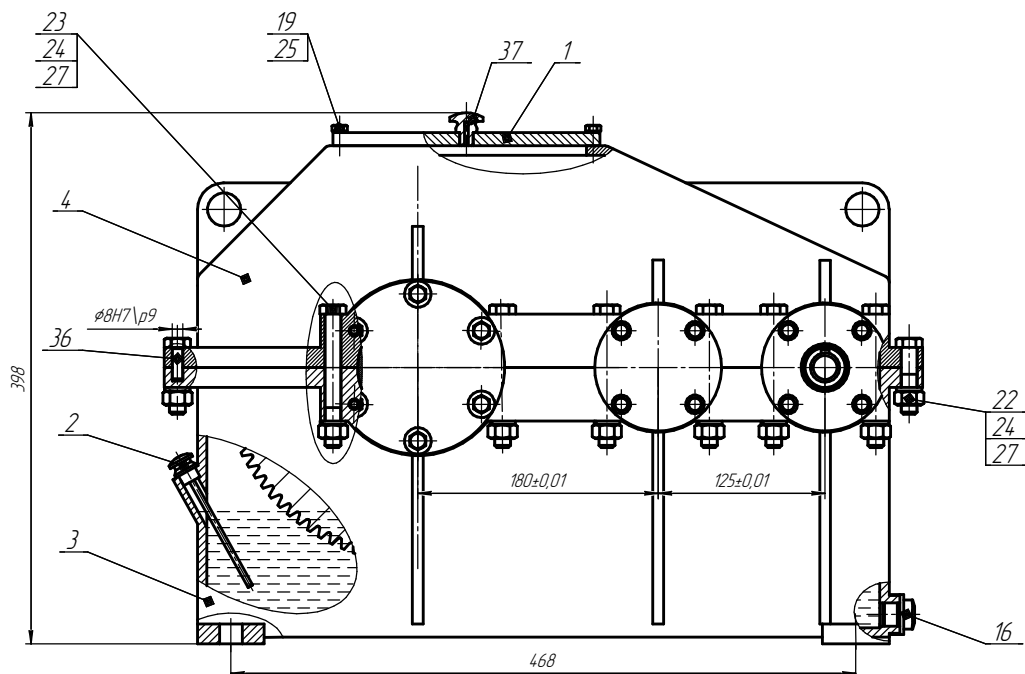


1. Отливку отжечь.
2. Допуски на литье и припуски на механическую обработку по III кл. точности ГОСТ 26645-85.
3. Обработку размеров представленных в [] проводить совместно с крышкой с указанными отклонениями размеров по H9, H9, IT±9/2.
4. Обработку мест под галочки болтов (гаек) проводить до чистой поверхности.
5. Формовочные уклоны – 3°, неуказанные литейные радиусы – 3..5 мм по ГОСТ 3212-80.
6. Неуказанные предельные отклонения размеров $h14$, $H14$, $IT±14/2$.
7. Требования к поверхностям под покрытие по ГОСТ 9301-86.
8. Необработанные внутренние поверхности красить маслястойкой желтой эмалью, а наружные поверхности картера красить серой эмалью ПФ115 ГОСТ 6465-76.



				СФУ ПИ БР-15.03.05-00.01.00.004			
Изм./Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Картер	Лист	Масса	Масштаб
Разраб.	Макаренко НБ				4	30	1:2
Проб.	Зеленцова ЕГ				Лист	Листов	1
1. контр.				СЧ 15 ГОСТ 14.12-85	ПИСФАР 3М2-16		
Исполн.	Зеленцова ЕГ						
Умб.	Головун МП						

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		16	СФУ ПИ БР 15.03.05-00.001.14	Пробка сливная	1	
		17	СФУ ПИ БР 15.03.05-00.001.15	Кольцо	4	
		18	СФУ ПИ БР 15.03.05-00.001.16	Кольцо 1	2	
				Стандартные изделия		
				Болты ГОСТ 7796-70		
		19		M6x18	4	
		20		M6x20	16	
		21		M8x20	12	
		22		M12x50	4	
		23		M12x100	12	
		24		Гайка M12 ГОСТ 5915-70	16	
				Шайбы ГОСТ 6402-70		
		25		6	20	
		26		8	12	
		27		12	16	
				Подшипники ГОСТ 8338-75		
		28		206	4	
		29		210	2	
				Шпонки ГОСТ 23360-78		
		30		6x6x25	1	
		31		10x8x22	2	
		32		12x8x56	1	
		33		18x11x90	1	
				Манжеты ГОСТ 8752-79		
		34		1.1-30x45-1	1	
		35		1.1-50x70-1	1	
		36		Штифт 8x25 ГОСТ 3128-70	2	
Инв. № подл.	СФУ ПИ БР-5.03.05-00.00.01.000					Лист
						2
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		



- Техническая характеристика
1. Крутящий момент на тихоходном валу редуктора $T_4 = 578$ Нм.
 2. Число оборотов тихоходного вала $n_4 = 61,1$ об/мин.
 3. Общее передаточное число редуктора $u = 20$.
дыстроходная ступень $u = 5$
тихоходная ступень $u = 4$
 4. КПД редуктора $\eta = 0,88$

- Технические требования
1. Необрабатываемые поверхности литых деталей, находящиеся в маслянной ванне, красить маслястойкой красной эмалью.
 2. Наружные поверхности корпуса красить серой эмалью ПФ-115 ГОСТ 6465-76.
 3. Плоскость разъема покрыть тонким слоем герметика УТ-34 ГОСТ 24285-80 при окончательной сборке.
 4. В редуктор залить 4л масла марки И-40А.

					СФУ ПИ БР-15.03.05-00.01.00.000 СБ		
					Редуктор		
					Сборочный чертёж		
Исполн.	Зеленкова Е.Г.	Провер.	Зеленкова Е.Г.	Лист	101.05	12	
Удобр.	Головин М.П.	Удобр.	Головин М.П.	Лист	101.05	12	
					ПИ СФУ зр ЗМТ-12-145		

